

**В. П. ЖЕГУЛЬСКИЙ  
О. А. ЛУКАШУК**

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ, КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ МОСТОВЫХ КРАНОВ

Учебное пособие





Министерство образования и науки Российской Федерации

Уральский федеральный университет  
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

В. П. Жегульский  
О. А. Лукашук

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, КОНСТРУИРОВАНИЕ  
И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ  
МОСТОВЫХ КРАНОВ

Учебное пособие

*Под редакцией профессора, доктора технических наук Г. Г. Кожушко*

Рекомендовано методическим советом УрФУ для студентов,  
обучающихся по направлению подготовки бакалавриата  
«Наземные транспортно-технологические комплексы»

Екатеринбург  
Издательство Уральского университета  
2016

УДК 681.873.2-2(075.8)

ББК 39.922.21-02я73

Ж46

Рецензенты:

завкафедрой проф., д-р техн. наук *Н. М. Суслов* (Уральский государственный горный университет);

доц., канд. техн. наук *Б. Н. Абрамов* (Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана)

**Жегульский, В. П.**

Ж46 Проектирование, конструирование и расчет механизмов мостовых кранов : учебное пособие / В. П. Жегульский, О. А. Лукашук ; под ред. Г. Г. Кожушко. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2016. — 184 с.

ISBN 978-5-7996-1831-5

В пособии изложен порядок проектирования механизмов мостовых кранов общего назначения, приведены способы определения нагрузок, рассмотрены проектные и проверочные расчеты сборочных единиц механизмов. Подробно излагаются вопросы компонования и конструирования механизмов подъема и передвижения. В приложениях приведены параметры стандартных изделий, необходимые для проектирования.

Работа предназначена для студентов всех форм обучения направления 23.03.02 (190100) «Наземные транспортно-технологические комплексы», учебные планы которых предусматривают практические занятия и выполнение курсового проекта по грузоподъемным машинам.

Библиогр.: 10 назв. Табл. 23. Рис. 35. Прил. 21.

УДК 681.873.2-2(075.8)

ББК 39.922.21-02я73

ISBN 978-5-7996-1831-5

© Уральский федеральный  
университет, 2016

## Введение

---

Грузоподъемные машины (ГПМ) — высокоэффективное средство комплексной механизации и автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ. Применение таких машин уменьшает объем использования тяжелых ручных операций и способствует резкому повышению производительности труда.

Автоматизация грузоподъемных машин позволяет включить их в поточную линию, а универсальность использования — сделать составным элементом гибкого автоматизированного производства. Поэтому подъемно-транспортное оборудование в настоящее время превратилось в один из основных факторов, определяющих эффективность производства. Правильный выбор подъемно-транспортного оборудования влияет на нормальную работу и высокую продуктивность производства.

Проектирование грузоподъемных машин основывается на практике ранее выполнявшихся графических и расчетных работ по инженерной графике, начертательной геометрии, теории механизмов и машин, деталям машин и призвано выработать навыки проектирования машины в целом и тем самым закончить общеинженерную подготовку будущего специалиста.

Проект по ГПМ, так же как и все другие проекты, должен выполняться в соответствии с требованиями и указаниями ЕСКД. Согласно стандартам ЕСКД существуют следующие виды изделий: детали, сборочные единицы, комплексы, комплекты. Определены также раз-

личные виды конструкторских документов графического и текстового типа: чертеж детали, сборочный чертеж, чертеж общего вида, спецификация, пояснительная записка, технические условия, расчеты и др., а также стадии их разработки — техническое задание, техническое предложение, эскизный проект, разработка рабочей документации и этапы их выполнения.

В ходе проектирования в большинстве случаев приходится работать с деталями и сборочными единицами той или иной сложности. Комплект или комплекс встречаются очень редко.

Курсовой проект содержит в себе элементы эскизного и технического проектирования, а также разработки рабочей документации. С методикой эскизного проектирования студент знакомится при выполнении предварительных проектировочных расчетов и составлении кинематических и структурных схем механизма. Методика выполнения технического проекта осваивается при разработке чертежей сложных сборочных единиц, выполнении проверочных расчетов, техническом описании машины, определении ее важнейших технико-экономических показателей. Навыки разработки документации развиваются и углубляются при выполнении чертежей заданных сборочных единиц и деталей, составлении спецификации, проведении уточненных расчетов, составлении списка использованной литературы и окончательном оформлении расчетно-пояснительной записки (РПЗ).

Стадии основных работ, форма отчетности по курсовому проекту приведены в табл. В1.

Семестровый курсовой проект по грузоподъемным машинам должен содержать четыре листа чертежей формата А1, спецификации и расчетно-пояснительную записку общим объемом 30–50 страниц форматом А4.

Распределение объема графической части курсового проекта чаще всего бывает следующим: сборочный чертеж проектируемой машины — 1 лист; сборочная единица сложного типа (например, какой-либо механизм) — 1 лист; сборочная единица, входящая в состав механизма предыдущего листа, — 1 лист; четыре детали, входящие в состав сборочной единицы по предыдущему листу, — 1 лист.

Таблица В1

## Стадии разработки конструкторских документов

Стадии разработки, ГОСТ 2.103–68	Перечень основных работ	Форма отчетности
Разработка технического предложения, ГОСТ 2.118–73	Ознакомление с техническим заданием (темой проекта, исходными данными, объемом работ и сроками выполнения). Подбор и изучение литературы и нормативно-проектных материалов	Перечень литературы и нормативно-проектных материалов
	Выбор прототипа конструкции. Составление кинематических схем механизмов	Кинематические схемы механизмов
Эскизное проектирование, ГОСТ 2.119–73	Предварительное определение основных параметров унифицированных изделий (крюковых подвесок, канатов, двигателей, редукторов, муфт, тормозов, колесных установок и др.), входящих в состав механизмов, и их выбор. Предварительное определение основных параметров сборочных единиц, не являющихся унифицированными (барабанов, верхних блоков, уравнительного балансира, специальной подвески и др.), входящих в состав механизмов	Предварительные расчеты
	Компонование нескольких вариантов механизмов с привязкой их к опорной металлоконструкции. Выбор рационального варианта	Варианты компонования и их обоснование

Окончание табл. В1

Стадии разработки, ГОСТ 2.103–68	Перечень основных работ	Форма отчетности
Техническое проектирование	<p>Проверочные расчеты механизмов (проверка длительности пускотормозных процессов, прочности деталей какой-либо сборочной единицы, запасов сцепления колес с рельсами).</p> <p>Уточнение скоростей движения механизмов, коэффициентов полезного действия.</p> <p>Конструирование и расчет на прочность какой-либо сборочной единицы, не являющейся унифицированной.</p> <p>Определение динамических нагрузок, действующих на какой-либо элемент механизма.</p> <p>Разработка чертежа общего вида машины и составление ее технической характеристики</p>	<p>Проверенные руководителем расчеты. Подписанный руководителем чертеж общего вида машины</p>
	<p>Расчет положений конечных выключателей, концевых упоров и других приборов безопасности</p>	<p>Схема расположения приборов безопасности</p>
Разработка рабочей конструкторской документации	<p>Составление спецификаций на сборочные чертежи тележки, механизмов и более мелких сборочных единиц.</p> <p>Вычерчивание сборочных чертежей и чертежей деталей.</p> <p>Оформление расчетно-пояснительной записки (РПЗ), включающей введение; назначение и область применения; техническую характеристику; описание и обоснование выбранной конструкции; расчеты, подтверждающие работоспособность и надежность конструкции; ожидаемые технико-экономические показатели</p>	<p>Подписанные руководителем и нормоконтролером спецификации, сборочные чертежи, чертежи деталей и РПЗ</p>

Основным конструкторским документом для сборочных единиц, комплексов и комплектов является спецификация — до-



кумент, полностью определяющий их состав. Сборочный чертеж (его обозначение) вносится в спецификацию на данное изделие и, следовательно, по отношению к спецификации является документом подчиненным.

В расчетно-пояснительной записке (РПЗ) должно быть введение с обоснованием принятой конструкции, технико-экономическими характеристиками спроектированной машины и определением коэффициента унификации.

Поскольку современное производство подъемно-транспортных машин основывается на создании блочных конструкций, состоящих из самостоятельных сборочных единиц (блоков), соединенных между собой легкоразъемными элементами, в РПЗ должны приводиться расчеты по выбору этих комплектующих изделий (крюковые подвески, тормоза, редукторы, ходовые колеса с буксами и т. д.). Кроме того, РПЗ должна содержать необходимые расчеты проектируемых деталей — верхних блоков, уравнительных балансиров, зубчатых колес открытых передач, барабанов и другого, а также проверочные и уточненные расчеты.

## 1. Общие положения расчетов

---

Расчеты элементов механизмов выполняются в следующих случаях работы крана: 1) кран в рабочем состоянии без учета ветровой нагрузки; 2) кран в рабочем состоянии с учетом ветровой нагрузки; 3) кран в рабочем состоянии с учетом особых нагрузок. В первом и втором случаях учитывают срок службы механизмов до списания крана или срок службы до капитального ремонта при нормальной эксплуатации. От указанных расчетных вариантов зависит выбор расчетных схем и условий нагружения механизмов, выбор расчетных нагрузок, а также виды предельных состояний и других показателей, определяющих несущую способность и работоспособность крановых механизмов.

В расчетах рассматривают предельные состояния крановых механизмов в целом или отдельных элементов [1]. Предельными называют состояния, обусловленные требованиями безопасности или недопущением снижения работоспособности (эффективности), при которых практически невозможна их дальнейшая эксплуатация. Наступление предельного состояния соответствует временному или постоянному отказу крана в целом или его элементов. Отказы могут наступить внезапно или постепенно. Рассматривают две группы предельных состояний: первая — по исчерпанию элементом механизма несущей способности; вторая — по достижении условий, нарушающих нормальную эксплуатацию.

Предельные состояния первой группы характеризуются разрушением элемента или соединения, которое может быть вязким, хрупким или усталостным (проводят расчеты на прочность и сопротивление усталости); достижением состояния, при котором дальнейшее увеличение

нагрузок приводит к переходу конструкции или ее элемента в изменяемую систему вследствие потери устойчивости формы или достижения напряжения предела текучести в каких-либо точках сечения элемента (проводят расчеты на устойчивость).

Предельные состояния второй группы характеризуются возникновением деформаций и перемещений элементов механизма, препятствующих их нормальной эксплуатации (выполняют расчеты деформаций); действием колебаний, нарушающих нормальную работу механизма (выполняют расчеты частот и амплитуд колебаний); нарушением сцепления приводных колес с рельсами (определяют запас сцепления) и т. п.

## 1.1. Расчетные нагрузки

По значению (уровню) различают нормативные и эквивалентные нагрузки. Нормативными считают максимальные нагрузки. Эквивалентной называется нагрузка постоянного значения, действие которой за расчетное число циклов (или время нагружения) вызывает такие же повреждения элемента, что и фактически действующий спектр нагрузок.

Эквивалентные (равноценные) нагрузки определяют с помощью графиков загрузки механизмов во времени, которые строятся с учетом действительных режимов работы механизмов. Достаточно точные графики загрузки могут быть построены лишь для кранов, совершающих определенные операции в определенной последовательности и при определенной загрузке механизмов в разные периоды времени. Поэтому при расчете кранов общего назначения, планируемых для работы в различных условиях эксплуатации, обычно принимают усредненные графики использования механизмов по грузоподъемности, построенные в результате опыта эксплуатации кранов и отражающие статистику наблюдений за их работой.

Эквивалентная нагрузка

$$G_{\text{ЭКВ}} = k_{\text{д}} G_{\text{МАХ}},$$

или

$$M_{\text{ЭКВ}} = k_{\text{д}} M_{\text{МАХ}},$$

где  $G_{\text{МАХ}}$  и  $M_{\text{МАХ}}$  — максимальная расчетная нагрузка (сила или момент), учитываемая в расчете на сопротивление усталости по расчет-

ному случаю 1;  $k_d$ , где  $k_G$  — коэффициент, учитывающий переменность нагрузки во времени,  $k_d = k_G k_T$ .

$$k_G = \sqrt[m]{\sum \left( \frac{G_i}{G_{\text{MAX}}} \right)^m \frac{N_i}{N_P}}.$$

Здесь  $m$  — показатель степени уравнений кривой усталости. При расчете на контактную усталость  $m = 3$ , при расчете на усталость по изгибу, кручению, растяжению и сжатию  $m = 9$ . Средние значения коэффициента переменности нагрузки для различных механизмов мостовых кранов общего назначения приведены в табл. 1;  $G_i$  и  $N_i$  — соответственно текущая нагрузка и число циклов ее действия, которые принимаются по графику фактического использования механизма за расчетный срок службы;  $N_P$  — суммарное число циклов нагружения за расчетный срок службы;  $k_T$  — коэффициент, учитывающий срок службы детали,  $k_T = \sqrt[m]{N_P / N_O}$ . Здесь  $N_O$  — база испытаний (число циклов нагружения), принимаемая по табл. 2.

Таблица 1

Значения коэффициента переменности нагрузки,  $k_G$ 

Механизм	$m$	
	3	9
Подъема	0,55	0,75
Передвижения тележки	0,65	0,80
Передвижения моста	0,60	0,75

Таблица 2

Значения базы испытаний

Расчет	Детали	$N_O$
На изгиб или кручение	Валы	$4 \cdot 10^6$
	Зубья зубчатых колес	$4 \cdot 10^6$
	Вал с напрессованной деталью	$10^7$
	Вал при поверхностном упрочнении	$5 \cdot 10^6$
По контактным напряжениям	Зубья зубчатых колес	$10^7$

Расчетное число включений механизма передвижения определяют в зависимости от режима его работы и средних параметров цикла. Для усредненных условий эксплуатации мостовых и козловых кранов общего назначения число включений механизма передвижения

$$N_p = 5 \cdot 10^4 t_m / t_{ц.м},$$

где  $t_m$  — время работы механизма при соответствующем классе использования по ГОСТ 25835–83;  $t_{ц.м}$  — время работы механизма за цикл работы крана, с,

$$t_{ц.м} = L / \mu v.$$

Здесь  $L$  — средний путь перемещения за цикл, м;  $\mu$  — коэффициент, учитывающий время неустановившегося движения и принимаемый в зависимости от среднего пути перемещения:

средний путь перемещения  $L$ , м ..... до 20 ..... 20–40 ..... 40–80 ..... более 80  
значение  $\mu$  ..... 0,15 ..... 0,3 ..... 0,6 ..... 0,9

$v$  — скорость передвижения (номинальная), м/с.

Если нет специальных указаний, то для механизмов передвижения крана рекомендуется принимать  $L = 30$  м, а для тележек  $L = 2/3$  пролета крана.

Максимальное значение расчетной силы или расчетного момента

$$G_{\max} = k G_{\text{ном}}$$

и

$$M_{\max} = k M_{\text{ном}},$$

где  $G_{\text{ном}}$  и  $M_{\text{ном}}$  — сила и момент, определяемые при работе механизма с номинальным грузом;  $k$  — расчетный коэффициент перегрузки, принимаемый в зависимости от типа механизма: для механизма подъема  $k = 1,1$ ; для механизмов передвижения и поворота значения  $k$  принимают в зависимости от типа электродвигателя —

Крановый короткозамкнутый ..... 3,0  
Крановый постоянного и переменного тока с фазным ротором ..... 2,5  
Асинхронный двигатель общепромышленного типа ..... 1,7

При расчете на прочность деталей механизма подъема на участке от двигателя до тормоза максимальный расчетный крутящий момент принимают равным удвоенному наибольшему моменту, развиваемому двигателем. При расчете на усталость деталей этого участка эквивалентный момент принимают равным удвоенному пусковому моменту двигателя.

В первом расчетном случае работы крана учитывают весовые нагрузки от масс рабочего груза, крана и элементов механизмов; крутя-

щие моменты двигателей и тормозные моменты тормозов; силы и моменты инерции периодов разгона и торможения механизмов; нагрузки от сопротивления, возникающие при горизонтальном передвижении крана или грузовой тележки.

Во втором расчетном случае дополнительно учитывают ветровые нагрузки на кран в рабочем состоянии. В третьем расчетном случае механизмы подвергаются действию нагрузок, превышающих, как правило, нагрузки на кран в рабочем состоянии или действующих в иных направлениях, например: ветровые нагрузки на кран в нерабочем состоянии; испытательные нагрузки; динамические нагрузки от удара о тупиковые упоры; нагрузки при пробуксовывании приводных колес механизмов передвижения; нагрузки в случаях транспортирования крана и монтажа; нагрузки при внезапном отказе какого-либо элемента механизма.

В расчетах *весовых нагрузок* учитывают вес нормального груза ( $H$ ), соответствующий грузоподъемности крана  $G = Qg$ ; вес элементов кранов и грузовых тележек  $G = mg$ , где  $Q$  — грузоподъемность крана, кг;  $m$  — масса элемента, кг;  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

Вес груза и элементов грузовой тележки и крана рассматривают как вертикальные статические нагрузки.

К весовым относят также испытательные нагрузки, которые регламентированы «Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов».

*Динамические нагрузки* действуют при ускорениях механизмов в периоды разгона и торможения, при ударах в случаях наезда грузовой тележки или крана на упоры, при прохождении ходовыми колесами стыков рельсов, при внезапном снятии нагрузки (обрыв каната с грузом) и др. Различают динамические нагрузки, действующие на абсолютно жесткие тела, (эти нагрузки называют силами инерции, или инерционными), и динамические нагрузки в упругих связях, соединяющих жесткие массы, [2].

Сила инерции,  $H$ , при поступательном движении массы

$$F_d = ma,$$

где  $m$  — масса, кг;  $a$  — линейное ускорение,  $\text{м/с}^2$ .

Динамический момент ( $\text{Н}\cdot\text{м}$ ) при вращательном движении массы  $M_d = I\varepsilon$ , где  $I$  — момент инерции относительно оси вращения,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $\varepsilon$  — угловое ускорение,  $\text{с}^{-2}$ .

*Динамические нагрузки в упругих связях* имеют колебательный характер, их определяют по уравнениям движений масс для принятой модели механизма. Простейшая двухмассовая расчетная модель (схема)

механизма подъема (операция — подъем груза «с веса») представлена на рис. 1, на котором  $P_{\text{ср.п}}$  — среднепусковая сила электродвигателя;  $m_1$  — приведенная к канатам масса вращающихся частей привода: ротора электродвигателя, соединительных муфт, тормозного шкива и др.;  $c$  — коэффициент жесткости канатов;  $G$  — вес груза;  $m_2$  — масса груза.

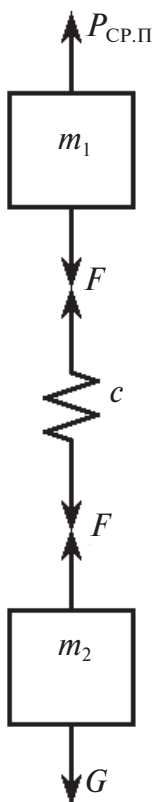


Рис. 1. Двухмассовая расчетная схема механизма подъема

Поскольку при разгоне всегда соблюдается неравенство  $P_{\text{ср.п}} > G$ , наибольшее значение нагрузки упругой связи наступает в момент, когда  $t = \frac{\pi}{\omega}$  и  $\cos \omega t = -1$ . Круговая частота колебаний

$\omega = \sqrt{c \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}$ . Максимальная нагрузка в упругой связи (канатах)

$$F_{\text{MAX}} = G + \frac{2(P_{\text{ср.п}} - G)}{m_1 + m_2}.$$

Таким образом, при разгоне груза вверх наибольшая нагрузка упругой связи получается как сумма силы статического сопротивления движению и удвоенной силы инерции массы  $m_2$ . Заметим, что если бы не учитывалась упругость связи, то динамическая добавка была бы в два раза меньше.

*Нагрузки, обусловленные метеорологическими факторами* (ветровые, от снега и обледенения), учитываются при работе крана на открытом воздухе.

## 1.2. Сочетания нагрузок при расчетах или выборе элементов механизмов

Расчеты элементов механизмов или выбор комплектующих изделий выполняются при определенных сочетаниях нагрузок. Установленные практикой расчетов такие примерные сочетания приведены в табл. 3. Направления действия нагрузок в каждом сочетании принимаются наиболее неблагоприятными для рассчитываемого (выбираемого) элемента, что должно найти отражение в расчетной схеме. Это же относится и к положению тележки в пролете крана при определении максимальной силы давления колеса на рельс.

Таблица 3

**Сочетания нагрузок для расчета или выбора  
основных элементов механизмов**

Механизм	Вид расчета или выбор объекта	Учитываемые нагрузки
Подъема груза	Прочность грузоподъемных устройств, грузового каната, элементов полиспаста, барабана, крепления каната, валов и осей	Вес груза; динамические нагрузки при подъеме и опускании груза
	Прочность ограничителя массы груза	Испытательная
	Выбор редуктора, двигателя, муфт, тормоза	Вес груза
	Статическая грузоподъемность подшипников качения	Вес груза
	Динамическая грузоподъемность подшипников качения	Испытательная



Продолжение табл. 3

Механизм	Вид расчета или выбор объекта	Учитываемые нагрузки
Передвижения тележки	Прочность ходового колеса	Испытательная; вес тележки
	Сцепление ходового колеса	Вес тележки; динамические нагрузки при передвижении тележки; ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии
	Прочность валов и осей	Вес груза и тележки; динамические нагрузки при передвижении тележки; ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии
	Выбор редуктора и муфты	Максимальный момент двигателя
	Выбор двигателя и тормоза	Вес груза и тележки; динамические нагрузки при передвижении тележки; ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии
	Статическая грузоподъемность подшипников качения	Испытательная; вес тележки
	Динамическая грузоподъемность подшипников качения	Вес груза; вес тележки

Окончание табл. 3

Механизм	Вид расчета или выбор объекта	Учитываемые нагрузки
Передвижения крана	Прочность ходового колеса	Испытательная; вес крана
	Сцепление ходового колеса	Вес крана; динамические нагрузки при передвижении крана и тележки; ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии
	Прочность валов и осей	Вес груза и крана; динамические нагрузки при передвижении крана и тележки; ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии
	Выбор редуктора	Вес груза; максимальный момент двигателя
	Выбор двигателя	Вес груза и крана; динамические нагрузки при передвижении крана и тележки; ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии
	Выбор муфт	Максимальный момент двигателя
	Выбор тормоза	Вес крана; динамические нагрузки при передвижении крана и тележки; ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии
	Статическая и динамическая грузоподъемность подшипников качения	Вес крана; динамические нагрузки при передвижении крана и тележки; ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии
	Прочность противоугонных захватов	Вес груза; ветровая нагрузка на кран в нерабочем состоянии

## 1.4. Методика выполнения расчетов

В расчетах элементов крановых механизмов применяют метод, который принято называть расчетом по допускаемым напряжениям. В основу метода положено определение коэффициента запаса, который представляет собой отношение предельного значения напряжений материала, нагрузок или деформаций к максимальным расчетным напряжениям, нагрузкам, деформациям. Коэффициент запаса не должен превышать определенные значения, свойственные принятым материалам или условиям работы элементов механизмов.

Выполняется проверочный расчет. Размеры элементов известны или приняты в зависимости от эксплуатационных и технологических параметров.

В расчетах по напряжениям должно выполняться условие

$$n = (\sigma_{\text{пр}} / \sigma_{\text{MAX}}) \geq [n],$$

где  $n$  — фактический коэффициент запаса по напряжениям;  $\sigma_{\text{пр}}$  — предельное состояние материала;  $\sigma_{\text{MAX}}$  — максимальное напряжение при рассматриваемом сочетании нагрузок;  $[n]$  — допускаемый коэффициент запаса.

Во избежание пластических деформаций за предельное состояние  $\sigma_{\text{пр}}$  принимают предел текучести  $\sigma_{\text{T}}$ . Для хрупких, а в некоторых случаях и для умеренно пластичных материалов за  $\sigma_{\text{пр}}$  принимают предел прочности  $\sigma_{\text{в}}$ . В расчетах на сопротивление усталости учитывают предел выносливости при симметричном цикле.

Максимальное рабочее напряжение определяется по соответствующей расчетной схеме элемента при нормативных нагрузках. При двухосном состоянии эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_Y^2 - \sigma_X \sigma_Y + 3\tau_{XY}^2}, \quad (1)$$

где  $\sigma_X, \sigma_Y$  — нормальные напряжения в точке расчетного сечения по двум взаимно перпендикулярным осям;  $\tau_{XY}$  — касательные напряжения в той же точке.

Возможны следующие частные случаи:

$$\sigma_{\text{P}} = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_Y^2 - \sigma_X \sigma_Y} \quad \text{при } \tau_{XY} = 0; \quad (2)$$

$$\sigma_{\text{P}} = \sqrt{\sigma_X^2 + 3\tau_{XY}^2} \quad \text{при } \sigma_Y = 0. \quad (3)$$

Напряжения в уравнениях (1)–(3) определяются по формулам:

при растяжении-сжатии  $\sigma = \frac{F_{\max}}{A}$ ; при изгибе  $\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\max}}{W}$ ; при кручении  $\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{крmax}}}{W_{\text{кр}}}$ ,

где  $F_{\max}$ ,  $M_{\max}$ ,  $M_{\text{крmax}}$  — расчетные сила, изгибающий и крутящий моменты;  $A$  — площадь сечения;  $W$  — момент сопротивления сечения изгибу;  $W_{\text{кр}}$  — момент сопротивления сечения кручению.

Фактический коэффициент запаса по текучести

$$n_T = \sigma_T / \sigma_{\text{ЭКВ}},$$

где  $\sigma_T$  — предел текучести материала.

#### 1.4. Режимы работы механизмов

Режимы работы механизмов определяет ГОСТ 25835–83 «Правила устройства и безопасности эксплуатации грузоподъемных кранов». Допускается применение стандарта ИСО 4301/1–86, регламентирующего режимы работы кранов и крановых механизмов, наряду с соответствующими ГОСТ 25546–82 и 25835–83. Более того, применение групп классификации по ИСО 4301/1 является предпочтительным.

Группа классификации (режима) механизмов в целом по ИСО 4301/1 определяется по табл. 4 в зависимости от класса использования механизма ( $T_0$ – $T_9$ ), характеризующегося общей продолжительностью его использования (в часах), и режима нагружения ( $L1$ – $L4$ ).

Режим нагружения механизма характеризуется величиной коэффициента распределения нагрузки  $K_m$ , определяемого по формуле

$$K_m = \sum_{i=1}^n \left[ \frac{t_i}{t_T} \left( \frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \right],$$

где  $t_i$  — средняя продолжительность использования механизма при частных уровнях нагрузки  $P_i$ ;  $t_T$  — общая продолжительность при всех частных уровнях нагрузки,  $t_T = \sum_{i=1}^n t_i$ ;  $P_i$  — значения частных нагрузок

(уровня нагрузок), характерных для применения данного механизма;  $P_{\max}$  — значение наибольшей нагрузки, приложенной к механизму.

Таблица 4

## Группы классификации (режимов) механизмов в целом по ИСО 4301/1

Режим нагружения	Коэффициент распределения нагрузки	Класс использования									
		T <sub>0</sub>	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>	T <sub>9</sub>
		Общая продолжительность использования, ч									
		200	400	800	1600	3200	6300	12 500	25 000	50 000	100 000
L1 легкий	0,125	—	—	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2 умеренный	0,250	—	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—
L3 тяжелый	0,500	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	—
L4 весьма тяжелый	—	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	—	—

Режимы работы механизмов регламентируются ГОСТ 25835–83, в котором предусмотрено шесть групп режимов, каждая из которых характеризуется определенным сочетанием классов использования и нагружения (табл. 5).

Таблица 5

## Группы режимов работы крановых механизмов по ГОСТ 25835–83

Класс использования	Норма времени работы механизма, ч	Класс нагружения $V_i$ и значения коэффициентов нагружения $K$			
		B1	B2	B3	B4
		До 0,125	0,125–0,250	Св. 0,250 по 0,50	Св. 0,50 по 1,00
A0	До 800	1 М	1 М	1 М	2 М
A1	800–1600	1 М	1 М	2 М	3 М
A2	Св. 1600 по 3200	1 М	2 М	3 М	4 М
A3	Св. 3200 по 6300	2 М	3 М	4 М	5 М
A4	Св. 6300 по 12500	3 М	4 М	5 М	6 М
A5	Св. 12500 по 25000	4 М	5 М	6 М	—
A6	Св. 25000 по 50000	5 М	6 М	—	—

Класс использования зависит от проектируемого времени, в течение которого данный механизм будет находиться в действии весь срок своей службы.

Коэффициент  $K$ , характеризующий класс нагружения, вычисляют по формуле

$$K = \sum \left( \frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{\sum t_i},$$

где  $P_i$  — нагрузка, действующая на механизм (сила, момент) за время  $t_i$ , Н, Н·м;  $P_{\max}$  — наибольшая нагрузка (сила, момент), определяемая с учетом всех факторов, действующих на механизм в течение рабочего цикла, Н, Н·м;  $t_i$  — продолжительность времени действия нагрузки  $P_i$ , ч;  $\sum t_i$  — суммарное время действия нагрузок на механизм, ч.

Класс нагружения определяют по табл. 6.

Таблица 6

#### Ориентировочные качественные характеристики нагружения механизмов

$B_i$	Механизм подъема груза	Механизм горизонтального перемещения
B1	$K < 0,125$	
	Преобладают минимальные нагрузки. Максимальные и средние нагрузки редки. Присущи монтажным и ремонтным работам	Относительно редки пуски и торможения. Значительные рабочие и холостые пробеги. Сравнительно малые значения грузов. Присущи производствам с малой интенсивностью работы и большими площадями обслуживания
B2	$0,125 \leq K \leq 0,25$	
	Преобладают средние и минимальные нагрузки. Максимальные нагрузки относительно редки	Относительно редкие, но регулярные пуски и торможения. Сравнительно небольшие рабочие и холостые пробеги. Небольшие значения массы грузов. Присущи производствам с постоянной, но ограниченной интенсивностью работы и не большими площадями обслуживания

Окончание табл. 6

$B_i$	Механизм подъема груза	Механизм горизонтального перемещения
B3	$0,25 < K \leq 0,50$	
	Преобладают средние и максимальные нагрузки. Минимальные нагрузки бывают эпизодически. Присущи производствам с разнообразными массами грузов	Регулярные пуски и торможения. Малые рабочие и холостые пробеги. Сравнительно небольшое значение массы грузов. Присущи производствам с относительно высокой интенсивностью работы и малыми площадями обслуживания
B4	$0,50 < K \leq 1,00$	
	Преобладают максимальные и близкие к максимальным нагрузки. Средние нагрузки бывают эпизодически. Присущи производствам с относительно постоянством масс грузов	Частые пуски и торможения с очень редким выходом на установившийся режим. Большие значения массы грузов. Присущи производствам с высокой интенсивностью работы и ограниченными площадями обслуживания

При определении времени работы учитывают время разгона, установившегося движения и торможения. Общее время работы механизма (ресурс)  $T_{\text{РАБ}}$  является его машинным временем за срок службы крана и может быть определено по формуле

$$T_{\text{РАБ}} = t_{\text{С}} n_{\text{ДН}} t_{\text{К.СП}},$$

где  $t_{\text{С}}$  — среднесуточное время работы механизма, ч;  $n_{\text{ДН}}$  — количество рабочих дней в году;  $t_{\text{К.СП}}$  — срок службы крана до списания, лет.

Соответствие групп режимов работы механизмов по ГОСТ и ИСО приведено в табл. 7.

Таблица 7

**Соответствие групп режимов работы механизмов  
по ГОСТ 25835–83 и ИСО 4301/1–86**

Класс использова- ния	Группа режима для класса нагружения							
	B1		B2		B3		B4	
	ГОСТ 25835–83	ИСО 4301/1–86	ГОСТ 25835–83	ИСО 4301/1–86	ГОСТ 25835–83	ИСО 4301/1–86	ГОСТ 25835–83	ИСО 4301/1–86
A0	1М	M1	1М	M2	1М	M3	2М	M4
A1	1М	M2	1М	M3	2М	M4	3М	M5
A2	1М	M3	2М	M4	3М	M5	4М	M6
A3	2М	M4	3М	M5	4М	M6	5М	M7
A4	3М	M5	4М	M6	5М	M7	6М	M8
A5	4М	M6	5М	M7	6М	M8	—	—
A6	5М	M7	6М	M8	—	—	—	—

Обратим внимание на то, что обозначения групп классификации (групп режимов) по ГОСТу начинаются с номера группы, в то время как по ИСО — с буквы М.

Поскольку в настоящее время применяются группы классификации механизмов и по ИСО, и по ГОСТ, и по ГГТН, постольку для облегчения пользования ими приводим табл. 8 взаимного соответствия указанных групп классификации.

Таблица 8

**Соответствие обозначений групп режимов работы механизмов  
по принятым нормативам**

ГГТН	ИСО	ГОСТ
Легкий	M1	1 М
	M2	1 М
	M3	1 М
	M4	2 М
	M5	3 М
Средний	M6	4 М
Тяжелый	M7	5 М
Весьма тяжелый	M8	6 М



## 2. Выбор элементов и проектные (предварительные) расчеты

---

### 2.1. Механизм подъема

---

В качестве исходных данных должны быть заданы тип машины, грузоподъемность, номинальная высота подъема, скорость подъема, группа режима работы по ИСО 4301/1 и род тока.

При выборе кинематической схемы лебедки, показывающей взаимодействия отдельных деталей и узлов механизма в процессе работы, последние изображаются с помощью условных обозначений согласно соответствующему ГОСТу [8]. Кинематическая схема дает возможность проследить работу механизма в целом, способ передачи вращения от электрического двигателя к рабочему органу, посчитать передаточное отношение редуктора и открытой передачи, определить частоту вращения рабочего органа. Чтобы выбрать кинематическую схему механизма, необходимо ознакомиться с конструкциями механизмов подъема груза, применяемых на различных кранах данного типа. При этом следует четко уяснить, из каких составных частей собирается механизм, а также назначение этих составных частей, их конструктивные особенности, ознакомиться с правилами конструирования машин.

Выбирая кинематическую схему, нужно стремиться к тому, чтобы она была наиболее простой, компактной, и имела минимально необходимое количество элементов, и в то же время отвечала существующим требованиям. Примеры кинематических схем механизмов подъема представлены на рис. 2.

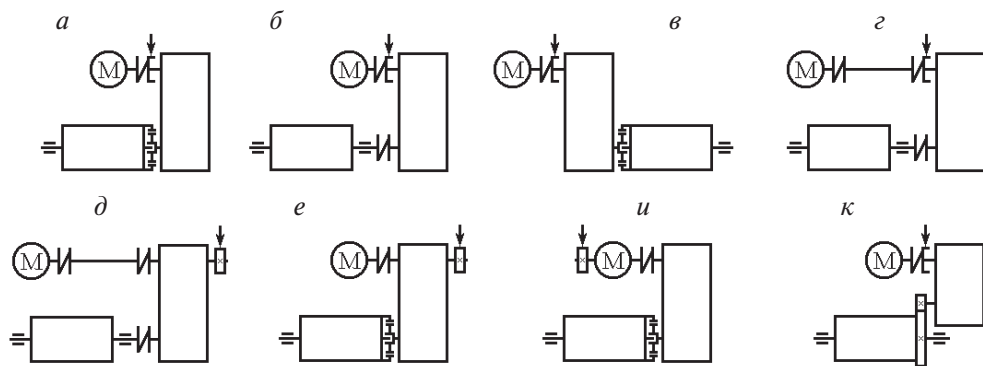


Рис. 2. Кинематические схемы механизма подъема груза

При выборе возможна комбинация из различных вариантов. Например, в варианте *и* возможна установка барабана так, как это сделано в варианте *г* или *в* и т. д. Наиболее простой является схема *а*. Недостаток этой схемы состоит в том, что на опорный подшипник выходного вала редуктора передается нагрузка от веса поднимаемого груза. Схема *б* исключает этот недостаток, однако появляется дополнительная опора и соответственно необходимость более точной центровки валов редуктора и барабана. П-образные схемы *а*, *б*, *г*, *д*, *е*, *и* компактны, но их применение возможно только при выполнении определенных условий.

При выборе кинематической схемы механизма в настоящее время отдается предпочтение следующей (рис. 3):

- двигатель соединен с редуктором зубчатой муфтой с промежуточным валом;
- роль тормозного шкива выполняет одна из полумуфт; целесообразно использовать полумуфту, которая устанавливается на конце быстроходного вала редуктора, выходящего в сторону двигателя;
- отсутствуют открытые зубчатые передачи;
- концы быстроходного и тихоходного валов редуктора выходят в одну сторону;
- конец тихоходного вала редуктора имеет зубчатый венец и расточку под опорный подшипник оси барабана;
- для выравнивания длины канатов двух параллельно установленных полиспастов служит уравнивательный балансир.

Схема, изображенная на рис. 3, встречается в мостовых, козловых и консольных кранах, у которых механизм подъема входит в состав

грузовой тележки. Приведенная схема механизма является ориентировочной, а окончательная может быть получена только после выбора всех элементов механизма и их компоновки.

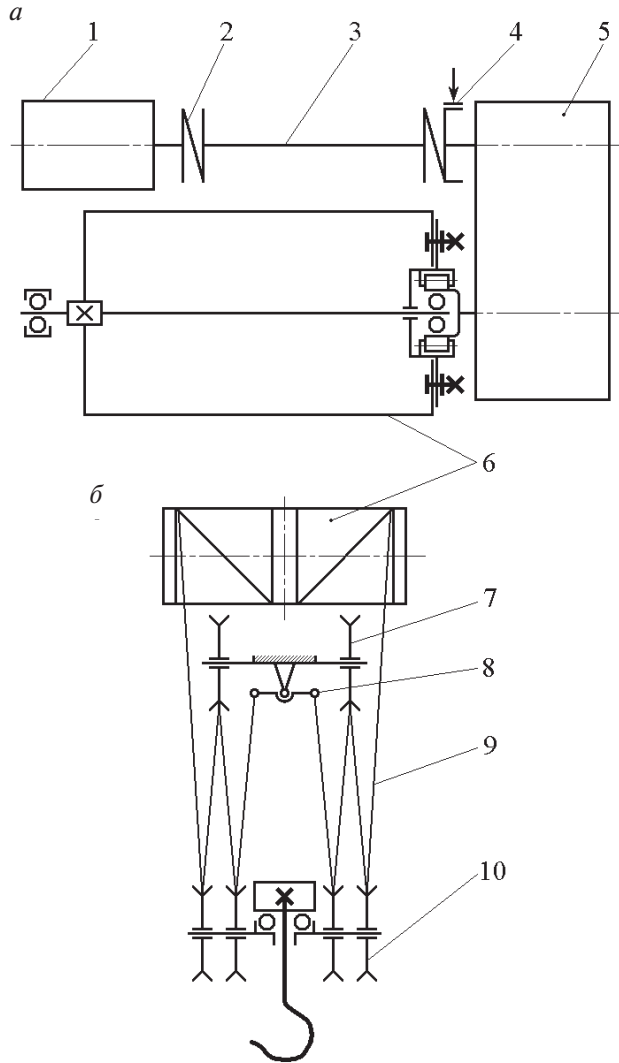


Рис. 3. Кинематическая схема механизма подъема:

*а* — лебедка; *б* — запасовка канатов;

1 — электродвигатель; 2 — соединительная муфта; 3 — промежуточный вал;

4 — тормоз; 5 — редуктор; 6 — барабан; 7 — верхние блоки;

8 — уравнильный балансир; 9 — канаты; 10 — крюковая подвеска

### 2.1.1. Выбор крюковой подвески и расчет ее элементов

Механизм подъема мостового крана общего назначения разделяется на подъемную лебедку, от двигателя до барабана включительно, и канатную подвеску груза — крюковую подвеску с полиспастом.

Выбор типоразмера стандартной крюковой подвески (прил. 1) производится по двум условиям. Первое — грузоподъемность крюковой подвески не должна быть меньше заданной, второе — режим работы крюковой подвески должен соответствовать режиму работы механизма. Выбранная стандартная крюковая подвеска однозначно определяет кратность полиспаста

$$K_{\Pi} = \frac{Z_{\text{К}}}{Z_{\text{К.Б}}},$$

где  $Z_{\text{К}}$  — число ветвей каната, на которых висит груз;  $Z_{\text{К.Б}}$  — число ветвей каната, которые навиваются на барабан.

Заметим, что в мостовых кранах для обеспечения постоянства распределения веса груза между реакциями опор барабана применяют двоянные полиспасты (два соединенных параллельно).

Пример обозначения стандартной крюковой подвески с тремя блоками грузоподъемностью 10 т, диаметром блоков по дну канавки 336 мм: **3–10–336**.

Траверсы крюковой подвески изготавливают методомковки из стали 45, иногда из стали 35 [10] с пределом выносливости  $\sigma_{-1} = 250 \dots 260$  МПа, подвергают нормализации до твердости НВ 163–212 и рассчитывают на изгиб в среднем сечении А — А (рис. 4), рассматривая ее как балку на двух опорах.

Условие прочности при действии изгибающего момента в среднем сечении, МПа,

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{А}}}{W_{\text{А}}} = \frac{P_{\text{ГР}} l_0}{4W_{\text{А}}} \leq [\sigma_{\text{и}}],$$

где  $M_{\text{А}}$  — изгибающий момент в опасном сечении А — А, Н·м;  $W_{\text{А}}$  — момент сопротивления сечения А — А траверсы изгибу, м<sup>3</sup>;  $P_{\text{ГР}}$  — вес груза, Н;  $l_0$  — расчетная длина траверсы, м: для нормальной подвески, мм,  $l_0 = l_1 + 2\delta_1 + \delta_{\text{С}}$ . Здесь  $l_1 = D_{\Pi} + (10 \dots 20)$ , где  $D_{\Pi}$  — наружный диаметр упорного подшипника, мм;  $\delta$  — толщина кожуха крюковой подвески,  $\delta = 2 \dots 5$  мм;  $\delta_{\text{С}}$  — толщина серьги,  $\delta_{\text{С}} = 10 \dots 20$  мм.

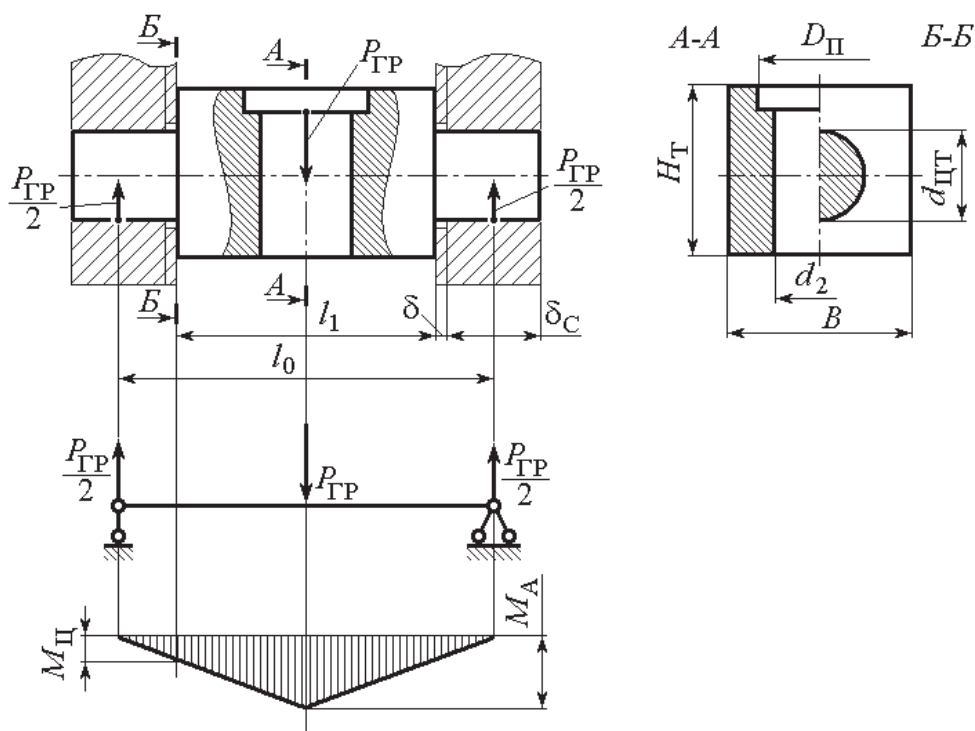


Рис. 4. Схема к расчету траверсы крюковой подвески

Поскольку траверса работает в пульсирующем цикле, то допускаемое напряжение изгиба  $[\sigma_{\text{и}}]$ , МПа, для предварительного расчета может быть определено по упрощенной формуле [5]

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{1,4\sigma_{-1}}{nk},$$

где  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости, МПа,  $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_{\text{в}}$ . Здесь  $\sigma_{\text{в}}$  — предел прочности материала траверсы, МПа;  $n$  — допускаемый коэффициент запаса прочности (для режимов  $M1-M4$ ,  $M5-M6$ ,  $M7$  работы механизма подъема соответственно 1,4; 1,6; 1,7);  $k$  — коэффициент, учитывающий конструкцию деталей (для валов, осей и цапф  $k = 2,0 \dots 2,8$ ).

Ширина траверсы  $B$  определяется по формуле  $B = D_{\text{П}} + (l_0 - 20)$ , мм;  $l_0$  — расчетная длина траверсы для укороченной подвески, где  $l_0 = D_{\text{П}} + 2l_1 + l_{\text{ц}}$ ;  $d_2 = d_1 + (2 \dots 3)$ , мм; где  $d_1$  — диаметр хвостовика крюка. Здесь  $l_{\text{ц}}$  — размер удлиненной цапфы,  $l_{\text{ц}} = zB_{\text{бл}}$ , где  $z$  — количество блоков, установленных на одной цапфе;  $B_{\text{бл}}$  — ширина одного блока, м.

Для двухблочных подвесок  $l_0$  и длину средней части траверсы можно принять из табл. 9.

Таблица 9

**Размеры подвесок**

Грузоподъемность, т	Расстояние между центрами блоков для двухблочной подвески $l_0$ , мм	Длина средней части траверсы $l$ , мм
3,2	200	125
5,0	200–225	125–150
8,0	250–266	125–175
12,5	225–270	150–180
20	270	175–180
32	290–306	200

Высота траверсы  $H_T$ , м, определяется по формуле [4]

$$H_T = \sqrt{\frac{6M_{\text{и}}}{(B - d_2)[\sigma_{\text{и}}]}}.$$

Диаметр цапфы траверсы

$$d_{\text{цт}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ц}}}{0,1[\sigma_{\text{и}}]}},$$

где  $M_{\text{ц}}$  — изгибающий момент в сечении Б — Б траверсы, Н·м,

$$M_{\text{ц}} = \frac{P_{\text{гр}}}{2} \left( \delta + \frac{\delta_{\text{с}}}{2} \right).$$

Для укороченной подвески изгибающий момент  $M'_{\text{ц}}$  определяется по формуле  $M'_{\text{ц}} = \frac{P_{\text{гр}} l_{\text{ц}}}{4}$ , где  $M'_{\text{ц}}$  — изгибающий момент для укороченной подвески, Н·м.

Полученное значение  $d_{\text{цт}}$  округляется до ближайшего большего по ГОСТу.

Диаметр оси блоков для нормальной подвески

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_0}{0,1[\sigma_{\text{и}}]}},$$

где  $M_0$  — изгибающий момент, Н·м,  $M_0 = \frac{P_{\text{ГР}} l_0}{4}$ ;  $[\sigma_{\text{и}}]$  — допускаемое напряжение изгиба,  $[\sigma_{\text{и}}] = 100$  МПа для стали 20;  $[\sigma_{\text{и}}] = 120$  МПа для стали 40.

Полученное значение диаметра оси округляется до ближайшего большего по ГОСТу.

Ширина серьги принимается конструктивно

$$b_{\text{с}} = (1,8 \dots 2,0) d_0,$$

где  $d_0$  — диаметр оси блоков.

Напряжение в опасном сечении, ослабленном отверстием,

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{P_{\text{ГР}}}{2(b_{\text{с}} - d_0)\delta_{\text{с}}} \leq [\sigma_{\text{р}}].$$

Диаметр отверстия принимаем на 2–3 мм больше диаметра хвостовика заготовки крюка. Момент в сечении В — В

$$M_{\text{В-В}} = \frac{P_{\text{ГР}}}{2} \frac{(l - l_2)}{2}.$$

В подвесках нормального типа ось и траверса рассчитываются отдельно. Нагрузку на ось можно принять равномерно распределенной ( $q = Qg/l$ ). Максимальный изгибающий момент на оси

$$M_{\text{изг}} = ql_2/8.$$

### 2.1.2. Выбор каната

Канаты предназначены для подъема, опускания, удерживания и перетягивания груза. Канаты бывают пеньковые, хлопчатобумажные, синтетические и стальные.

В грузоподъемных машинах в качестве гибких тяговых элементов в основном применяются стальные канаты. Основные параметры их регламентированы ГОСТами. Канаты изготавливают из высокопрочной стальной проволоки диаметром 0,2–3 мм высшей (В), первой (I) и второй (II) марок с временным сопротивлением разрыву  $\sigma_{\text{вр}} = 1400 \dots 2000$  МПа. Увеличение прочности проволоки приводит к повышению прочности каната, уменьшение — к увеличению его диаметра.

Для кранов, работающих в сухих помещениях, рекомендуется использовать канаты из «светлых» (не покрытых другими металлами) проволок, а для кранов, работающих в сырых помещениях и на открытых площадках, — из оцинкованных проволок. Последние являются коррозионно-стойкими, но прочность их снижается на 10 %.

По количеству переходов канаты бывают одинарной, двойной и тройной свивки (рис. 5).

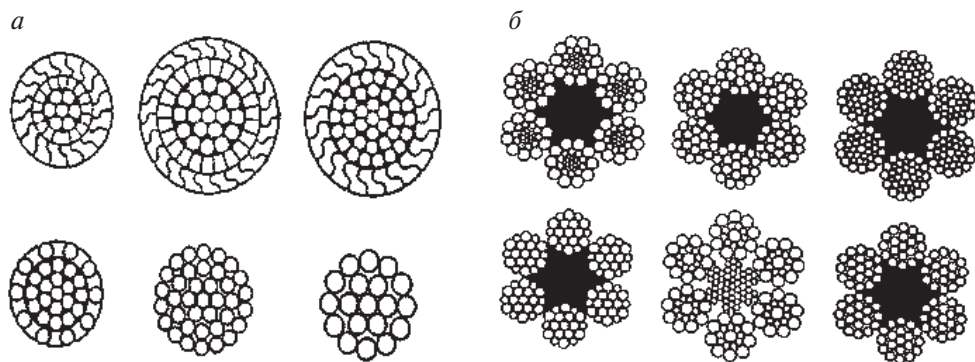


Рис. 5. Варианты свивки канатов:

*а* — одинарный, *б* — двойной

Канат одинарной свивки состоит из проволок, свитых в одну прядь.

В канатах двойной свивки проволоки сначала свиваются в пряди, а затем эти пряди свиваются в канат вокруг центрального сердечника. Сердечники могут быть пеньковыми, асбестовыми, металлическими или синтетическими. Пеньковые сердечники пропитываются смазкой, которая, выдавливаясь в процессе работы, смазывает канат, увеличивая срок его службы. Асбестовые сердечники используют в канатах при работе крана в горячих цехах, а металлические — при многослойной навивке каната на барабан.

В канатах тройной свивки (кабели) проволоки свиваются в первичные пряди, первичные во вторичные, а последние в канат. Эти канаты сложны в изготовлении и дороги, поэтому широкого применения в грузоподъемных машинах не находят.

По направлению свивки проволок в прядях и прядей в канат последние делятся на односторонние (параллельные), крестовые и комбинированные. В односторонних канатах направления свивки проволок в прядях и прядей в канате совпадают, в крестовых — противоположны, а в комбинированных — проволоки одной пряди каната свиваются в одну сторону, другой пряди в другую и т. д.



Канаты односторонней свивки эластичней и имеют более гладкую наружную поверхность, что увеличивает срок их службы. Однако эти канаты обладают повышенной способностью к расплющиванию на огибаемых поверхностях и склонностью к самораскручиванию. Канаты крестовой свивки не имеют указанных недостатков, однако они более жесткие и менее износостойкие. В канатах комбинированной свивки объединены достоинства обоих вышеупомянутых типов канатов.

В зависимости от касания проволок по слоям их намотки в пряжах бывают канаты с линейным касанием (ЛК), точечным касанием (ТК) и точечно-линейным (ТЛК). В канате типа ЛК углы навивки проволок в различных слоях совпадают, в канатах типа ТК — не совпадают, типа ТЛК — чередуются. В грузоподъемных машинах предпочтение отдается канатам типа ЛК и ТЛК. Эти канаты более гибкие и примерно в 1,5–1,8 раза долговечнее.

Изучив устройство и особенности канатов, необходимо обоснованно выбрать тип и типоразмер для своего механизма, учитывая то, что на долговечность каната существенное влияние оказывают конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы.

К конструктивным факторам относится прежде всего соотношение между диаметром барабана или блоков и диаметром каната. Чем меньше это соотношение, тем больше будут напряжения изгиба в канате и меньше его долговечность.

К технологическим факторам можно отнести качество проволоки, смазочных материалов, характер свивки и правильный выбор материалов для желобов блоков и для барабанов. Например, замена стальных блоков чугунными повышает долговечность канатов на 15–30 %, а футеровка желобов блоков полимерными материалами увеличивает долговечность канатов в 2–2,5 раза.

Кроме того, на долговечность каната влияет температура окружающей среды, влажность, запыленность и т. д.

В качестве подъемных, стреловых и тяговых применяют канаты с органическим сердечником по ГОСТ 2688–80 «Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6\*9 (1+6+6/6)+10. с. Сортамент», ГОСТ 7668–80 «Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции 6\*36 (1+7+7/7+14)+10. с. Сортамент» (прил. 2). Для кранов следует выбирать канаты, как правило, с маркировочной группой по временному сопротивлению разрыву 1764 МПа [4].

Расчет каната сводится к выбору по ГОСТ минимально допустимого диаметра, при котором его разрывное усилие  $F_0$  (Н) не может быть меньше значения расчетного разрывного усилия  $P_p$  (Н), т. е.  $F_0 \geq P_p = Z_p S_{\text{НОМ}}$ , где  $Z_p$  — минимальный коэффициент использования каната (коэффициент запаса прочности), определяемый по табл. 10;  $S_{\text{НОМ}}$  — номинальное статическое натяжение ветви каната, набегающего на барабан, Н.

Таблица 10

**Минимальное значение коэффициентов использования канатов,  $Z_p$** 

Группа классификации механизмов по ИСО 4301/1	Подвижные канаты	Неподвижные канаты
М1	3,15	2,50
М2	3,35	2,50
М3	3,55	3,00
М4	4,00	3,50
М5	5,50	4,00
М6	5,60	4,50
М7	7,10	5,00
М8	9,00	5,00

Значение  $S_{\text{НОМ}}$  определяется по формуле  $S_{\text{НОМ}} = \frac{9,8(Q + m_{\text{к.п}})}{a K_{\text{п}} \eta_{\text{п}}}$ ,

где  $Q$  — масса груза, кг;  $m_{\text{к.п}}$  — масса крюковой подвески, кг;  $a$  — число полиспастов, на которых висит груз;  $K_{\text{п}}$  — кратность полиспаста;  $\eta_{\text{п}}$  — КПД полиспаста.

Коэффициенты полезного действия полиспастов:

$K_{\text{п}}$  ..... 2 ..... 3 ..... 4 ..... 5 ..... 6 ..... 7  
 $\eta_{\text{п}}$  ..... 0,99 ..... 0,97 ..... 0,96 ..... 0,94 ..... 0,93 ..... 0,91

Обозначение стальных канатов записывается по следующей структурной схеме:

Канат	1	2	3	4	5	6	7	8	9
-------	---	---	---	---	---	---	---	---	---

1 — диаметр каната, мм;

2 — назначение — ГЛ — грузо-людской, Г — грузовой;

3 — механические свойства проволоки — В — высшей, I — первой, II — второй марки;

4 — вид покрытия поверхности проволоки — (-) — из светлой проволоки (не обозначаются), ЛС — из оцинкованной для легких, ОС — для средних, ЖС — для жестких, тяжелых условий работы;

5 — направление свивки прядей — (-) — правая (не обозначается), Л — левая;

6 — цифровое значение расчетного предела прочности проволок на разрыв (маркировочная группа), МПа;

7 — сочетание направления свивки проволок в прядях — (-) — крестовая — не обозначается, О — односторонняя;

8 — свивка — Р — раскручивающаяся, Н — нераскручивающаяся;

9 — номер ГОСТа на выбранный тип каната.

Пример обозначения стального каната диаметром  $d_k = 22,5$  мм грузового, изготовленного из материала марки В со светлой поверхностью проволок, нераскручивающегося, из проволок с временным сопротивлением разрыву 1764 МПа по ГОСТ 2688—80:

канат 22,5-Г-В-Н-1764 ГОСТ 2688—80.

В данной записи опущены указания, что поверхность проволок светлая, свивка прядей правая, сочетание свивки крестовая.

**Выбор крюка.** Наиболее распространенные грузозахватные устройства в кранах общего назначения — это крюки (рис. 6). К крюкам предъявляются исключительно высокие требования прочности и надежности.

Крюки соединяются с гибким органом крана при помощи подвесок. На крюк навешиваются стропы или другие грузозахватные приспособления. Материалом для крюка служат вязкие стали (стали марок 20, 20 Г, М16 С, ВСт3 сп4) для работы при температурах не ниже  $-40^{\circ}\text{C}$  и стали марки 09 Г2 С для эксплуатации при температурах ниже  $-40^{\circ}\text{C}$ . Применение сварки при изготовлении крюков, а также заварки или заделки дефектов не допускается.

Грузовые крюки (табл. 11) должны соответствовать государственным стандартам, а также другим нормативным документам. Размеры и основные параметры кованных и штампованных крюков долж-

ны приниматься в зависимости от типа крюка и рода привода крана по ГОСТ 6627 и ГОСТ 6628.

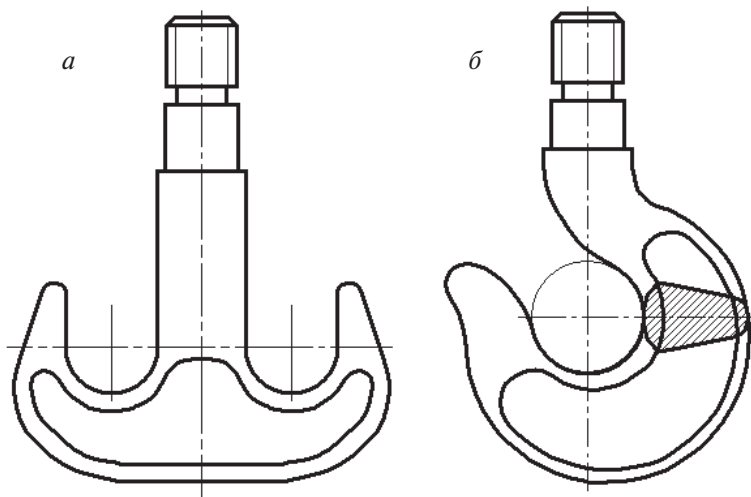


Рис. 6. Крюки:  
а — двурогий крюк; б — однорогий крюк

Таблица 11

**Крюки однорогие (грузоподъемность, т)**

Номер крюка	Режим М1–М6	Режим М7, М8	Номер крюка	Режим М1–М6	Режим М7, М8
1	0,32	0,25	13	5	4,0
2	0,4	0,32	14	6,3	5
3	0,5	0,4	15	8	6,3
4	0,63	0,5	16	10	8
5	0,8	0,63	17	12,5	10
6	1,0	0,8	18	16	12,5
7	1,25	1,0	19	20	16
8	1,6	1,25	20	25	20
9	2,0	1,6	21	32	25
10	2,5	2,0	22	40	32
11	3,2	2,5	23	50	40
12	4,0	3,2			

Допускается применение других крюков по согласованию с Ростехнадзором России.

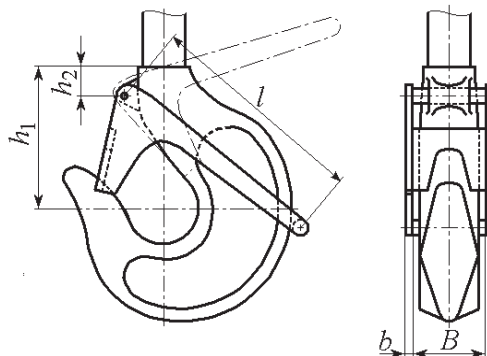
После выбора заготовки крюка необходимо привести его эскиз. Для предохранения самопроизвольного выпадания стропа из зева крюка предусматриваются предохранительные устройства.

Замки предохранительные для однорогих крюков кранов общего назначения должны соответствовать ГОСТ 12840 (табл. 12).

Таблица 12

**Элементы замков предохранительных**

Номер крюка по ГОСТ 6627	Размеры в мм					Масса, кг
	$l$	$h_1$	$h_2$	$B$	$b$	
11	185	120	42	52	8	1,1
13	235	160	60	64	8	2,1
16	330	220	80	84	10	3,7
18	435	270	60	100	12	8,5
19	475	290	70	116	12	9,3
20	540	330	85	130	16	16,5
21	590	350	90	146	16	18,4
23	755	450	90	178	20	32,3
25	910	520	100	210	24	58,0



Грузовые крюки специального исполнения должны снабжаться паспортом с указанием предприятия-изготовителя, заводского номера крюка, его грузоподъемности и материала, из которого он изготовлен.

После изготовления кованые крюки подвергаются отжигу для снятия внутренних напряжений. Новые крюки проходят испытания на нагрузку 1,25 номинальной грузоподъемности не менее 10 мин.

Наиболее экономичная форма рабочего сечения крюка трапецевидная с закругленными краями. На хвостовике крюка нарезана треугольная (до 10 т) или трапецевидная резьба. Крюки и их размеры выбирают в зависимости от грузоподъемности.

Поверочный расчет крюка на прочность состоит в определении напряжений в наиболее опасных сечениях (рис. 7).

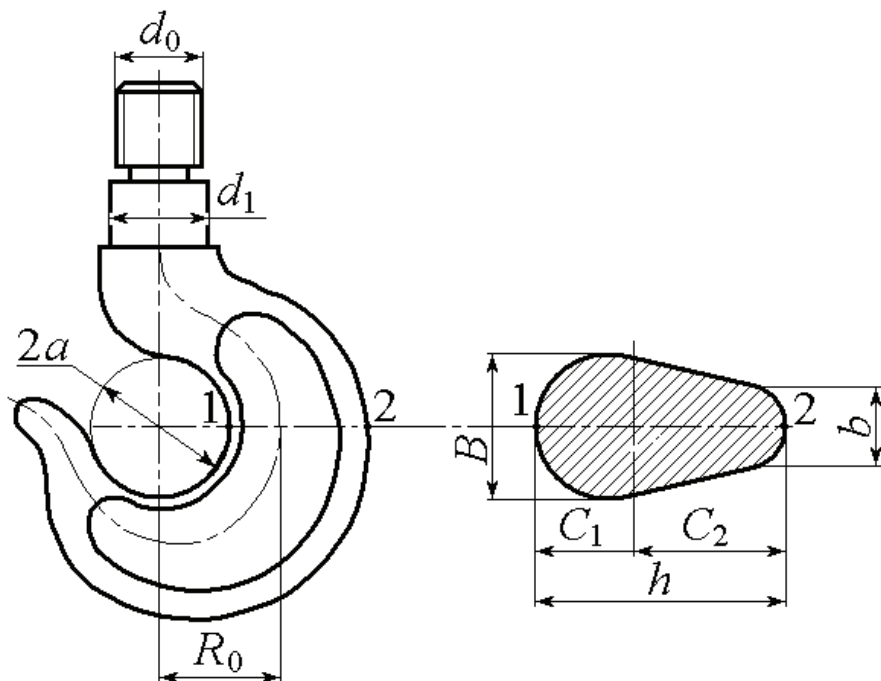


Рис. 7. Рациональное сечение изогнутой части крюка

Напряжение растяжения в резьбе крюка, МПа,

$$\sigma_p = \frac{4(Q + m_{к.п})g}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

где  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы, мм (см. данные на с. 37);  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение на растяжение. В зависимости от груп-

пы режима работы подъемного механизма принимают значение  $[\sigma_p]$  50–75 МПа (меньшее значение для режима М8).

Резьба метрическая .....	20	24	27	30	33	36
$d_1$ , мм.....	17,294	20,752	23,52	26,211	29,211	31,6
Резьба метрическая .....	42	48	52	56	64	68
$d_1$ , мм.....	37,129	42,587	46,587	50,046	57,506	61,505

Высоту гайки  $h$  определяют из условия смятия витков резьбы

$$h = \frac{4p(Q + m_{к.п})g}{\pi(d_H^2 - d_1^2)[\sigma_{см}]},$$

где  $p$  — шаг резьбы;  $d_H$  — наружный диаметр резьбы;  $[\sigma_{см}]$  — допускаемое напряжение смятия,  $[\sigma_{см}] = 30 \dots 35$  МПа; материал гайки — сталь 45.

Гайка крюка выполняется с уширением нижней части, которая охватывает упорный подшипник, наименьший диаметр гайки крюка определяем по зависимости  $D = 1,8d_H$ .

В сечении Б — Б напряжение в точке 1 находят по формуле

$$\sigma_1 = \frac{(Q + m_{к.п})gc_1}{Fka} \leq [\sigma_{раст}],$$

где  $c_1$  — расстояние от центра тяжести сечения до внутренних волокон сечения крюка в точке 1,

$$c_1 = \frac{B + 2b}{B + b} \frac{h}{3};$$

$F$  — площадь сечения тела крюка в сечении Б — Б, мм<sup>2</sup>,

$$F = \frac{B + b}{2} h.$$

Здесь  $b$  — малое основание трапеции сечения Б — Б, мм,  $b = \frac{a + b}{h + a}$ ;

$k$  — коэффициент кривизны бруса, зависящий от формы сечения;  $a$  — половина диаметра зева крюка, мм;

Для трапециoidalного сечения

$$k = \frac{2R_0}{(B + b)h} \left\{ \left[ b + \frac{B - b}{h}(R_0 + c_2) \right] \ln \frac{R_0 + c_2}{R_0 - c_2} - (B - b) \right\} - 1,$$

где  $R_0$  — радиус кривизны линии центров тяжести сечения Б — Б,  $R_0 = a + c_1$ .

Напряжение в точке 2

$$\sigma_2 = \frac{(Q + m_{к.п})gc_2}{Fk(a + h)} \leq [\sigma_{сж}],$$

где  $c_2$  — расстояние от центра тяжести сечения до внутренних волокон сечения крюка в точке 2,  $c_2 = h - c_1$ ;  $[\sigma_{\text{СЖ}}]$  — допускаемое напряжение на растяжение или сжатие для материала крюка (сталь 20),  $[\sigma_{\text{СЖ}}] = [\sigma_{\text{РАСТ}}] = 150$  МПа.

**Расчет упорного подшипника крюка.** Поскольку вращение крюка является только установочным, то расчет упорного подшипника ведется по статической грузоподъемности, которая может быть определена по зависимости  $C_{0Q} = k_B Qg$ , где  $k_B$  — коэффициент безопасности,  $k_B = 1,2$ .

Упорный подшипник подбирается по ГОСТ Р 6874 исходя из статической грузоподъемности и диаметра хвостовика крюка.

**Расчет блоков.** Расчет блоков включает в себя расчет геометрических параметров блоков.

Минимальные диаметры барабанов, блоков и уравнильных блоков, огибаемых стальными канатами, определяются по формулам

$$D_B \geq h_1 d_K; D_{\text{БЛ}} \geq h_2 d_K; D_{\text{УР}} \geq h_3 d_K, \quad (4)$$

где  $d_K$  — диаметр каната, мм;  $D_{\text{БЛ}}$ ,  $D_B$ ,  $D_{\text{УР}}$  — диаметры соответственно блока, барабана и уравнильного блока по средней линии навитого каната, мм;  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$  — коэффициенты выбора диаметров соответственно барабана, блока и уравнильного блока (табл. 13).

Таблица 13

**Минимальные коэффициенты для выбора диаметров барабана, блока и уравнильного блока**

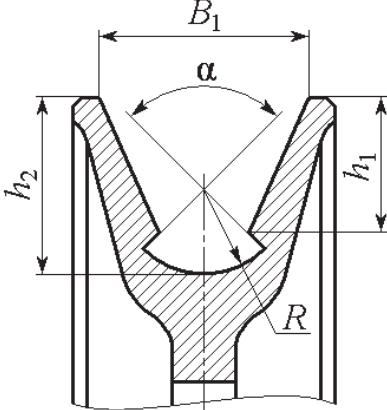
Группа классификации механизмов по ИСО 4301/1	Коэффициенты выбора диаметров		
	$h_1$	$h_2$	$h_3$
М1	11,2	12,5	11,2
М2	12,5	14,0	12,5
М3	14,0	16,0	12,5
М4	16,0	18,0	14,0
М5	18,0	20,0	14,0
М6	20,0	22,4	16,0
М7	22,4	25,0	16,0
М8	25,0	28,0	18,0



Допускается изменение коэффициента  $h_1$ , но не более чем на два шага по группе классификации в большую или меньшую сторону (табл. 13, 14) с соответствующей компенсацией путем изменения величины  $z_p$  (см. табл. 10) на то же число шагов в меньшую или большую сторону.

Таблица 14

Параметры блоков

	Диаметр каната, мм	Размеры в мм				
		$B_1$	$R$	$h_1$	$h_2$	$\alpha$ , град.
	11–14	34	13	22	27	90
	Св. 14–18	41	16	28	34	
	» 18–23	55	21	36	44,5	
	» 23–28,5	65	25	45	51,5	
	» 28,5–35	81	30	56	65	
	» 35–43,5	101	38	70	84	

Расчет подшипников блоков состоит в следующем.

Каждый блок устанавливается на двух радиальных подшипниках. Нагрузка на один подшипник при номинальном грузе

$$P_{\max} = \frac{Qg}{2n_{\text{Бл}}} k_g k_v,$$

где  $k_g$  — динамический коэффициент ( $k_g = 1,2$ );  $k_v$  — коэффициент вращения (при вращении наружного кольца подшипника  $k_v = 1,35$ );  $n_{\text{Бл}}$  — число блоков в подвеске.

Однако в связи с тем, что кран работает с различными грузами, расчет следует вести по эквивалентной нагрузке, которую с достаточной точностью можно определить по следующей зависимости:

$$P_{\text{ЭКВ}}^{\text{Бл}} = P_{\max} k_{\text{ПР}},$$

где  $k_{\text{ПР}}$  — коэффициент приведения (ориентировочно его можно принять:  $k_{\text{ПР}} = 0,6$  для режимов М1–М3;  $k_{\text{ПР}} = 0,65$  для режимов М4–М6;  $k_{\text{ПР}} = 0,7$  для режимов М7, М8).

Требуемая долговечность подшипника  $L_{10}$  (в миллионах оборотов) определяется по формуле

$$L_{10} = 60n_{\text{Бл}} L_h / 10^6,$$

где  $n_{\text{БЛ}}$  — частота вращения блока,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $L_h$  — долговечность подшипника, равная 1000 для режимов М1–М3; 3500 для режимов М4–М6; 5000 для режимов М7, М8.

В таком случае расчетная динамическая грузоподъемность шарикового подшипника будет  $C = P_{\text{ЭКВ}}^{\text{БЛ}} \sqrt[3]{L_{10}}$ .

Подшипник выбираем по ГОСТ 8338.

### 2.1.3. Выбор барабана и блоков

Все блоки полиспастной системы рекомендуется устанавливать на подшипниках качения с применением защитных уплотнений, предотвращающих загрязнение подшипников и утечку смазки.

Блоки должны иметь устройство, исключающее выход каната из ручья блока; зазор между указанным устройством и ребордой блока должен составлять не более 20 % от диаметра каната. Верхние блоки (рис. 8) рекомендуется устанавливать на настиле тележки для лучшей доступности при осмотре и ремонте.

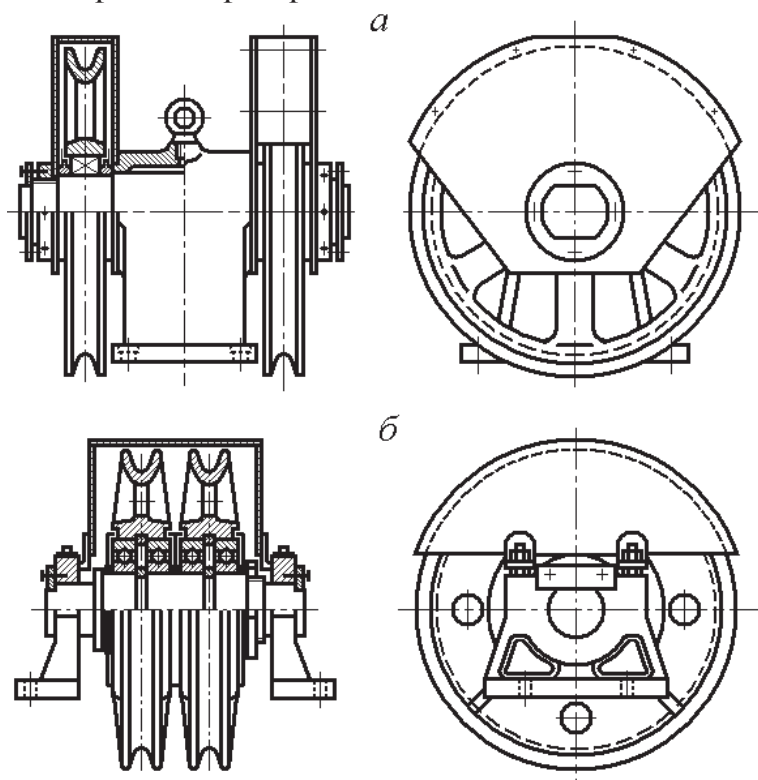


Рис. 8. Верхние блоки полиспаста:

*а* — для укороченных подвесок; *б* — для нормальных подвесок

Один из возможных вариантов установки уравнительного балансира показан на рис. 9; обозначены основные размеры [7]. Размер  $A_{у.б}$  может быть определен из условия одинакового по знаку отклонения каната на внутренних блоках крюковой подвески и из условия максимально допустимого отклонения при набегании на блок:

$$B_H \leq A_{у.б} \leq B_H + 2h_{\min у.б} \operatorname{tg} [\gamma],$$

где  $B_H$  — расстояние между осями крайних внутренних блоков крюковой подвески;  $h_{\min у.б}$  — минимальное допускаемое расстояние между осью блоков крюковой подвески и продольной осью уравнительного балансира;  $[\gamma]$  — максимально допустимый угол отклонения набегавшей на барабан ветви каната от оси ручья блока. Предварительно можно принять  $h_{\min у.б} \approx 3D_{\text{бл.0}}$ ;  $[\gamma] = 6^\circ$ . Остальные размеры установки уравнительного балансира можно принять по следующим ориентировочным соотношениям:

$$B_{у.б} = (0,6 \dots 0,7) A_{у.б};$$

$$L_{\text{оп.у.б}} = (0,65 \dots 0,75) A_{у.б};$$

$$L_{у.б} = (1,2 \dots 1,3) A_{у.б};$$

$$H_{у.б} = (0,45 \dots 0,45) A_{у.б};$$

$$h_{у.б} = (0,25 \dots 0,35) A_{у.б}.$$

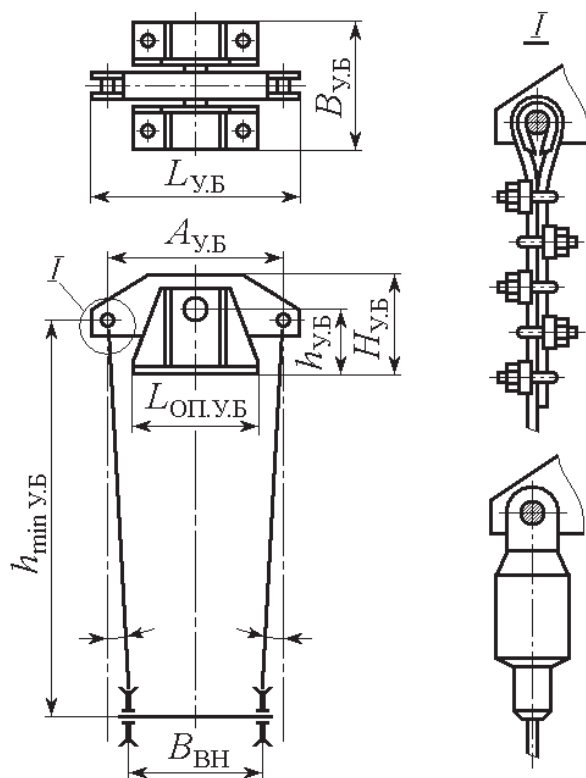


Рис. 9. Вариант установки уравнительного балансира

При выборе элементов балансиров необходимо рассчитать:

- проушины для крепления концевых узлов каната;
- параметры рычага балансира;
- оси для установки балансира и узлов крепления каната;
- подшипник рычага балансира по статической грузоподъемности;
- узел крепления каната.

**Расчет проушины.** Если принять допущение о безззорном соединении элементов проушины и она нагружена равномерно распределенной нагрузкой, то ее можно рассчитать по формуле Ляме

$$\sigma = \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} P,$$

где  $R_1$  — внутренний радиус проушины;  $R_2$  — наружный радиус проушины;  $P$  — давление на внутреннюю поверхность проушины, МПа,

$P = \frac{F}{Bd}$ . Здесь  $F$  — усилие, действующее на одну проушину;  $B$  — рас-

четная ширина проушины;  $d$  — диаметр отверстия под палец.

**Расчет барабана.** Диаметр барабана по оси навиваемого каната определяется по формуле (4). Полученное значение следует округлять в большую сторону до стандартного значения из нормального ряда диаметров, мм: 160, 200, 250, 320, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000.

Длина барабана с двумя нарезками для сдвоенного полиспаста (рис. 10)  $L_b = 2l_H + l_0 + 2l_K$ , где  $l_0$  — длина одного нарезанного участка;  $l_K$  — длина одного гладкого концевых участка.

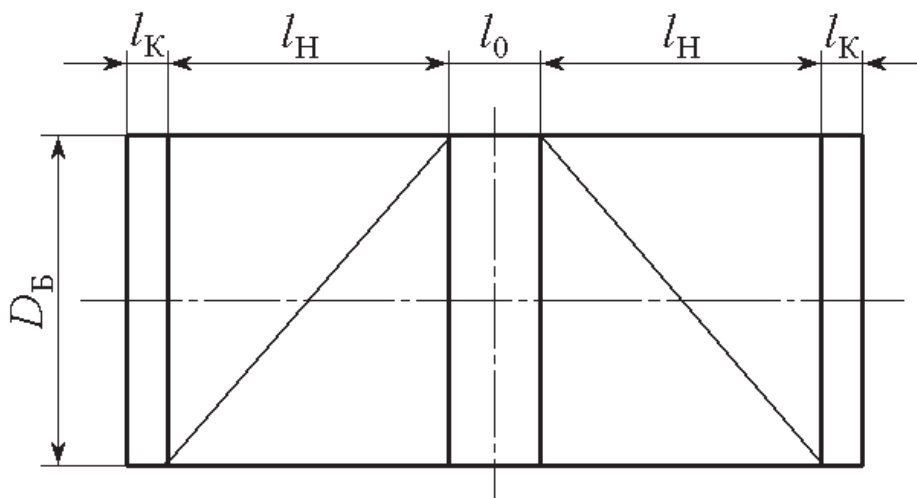


Рис. 10. Барабан с двумя нарезками

Длина одного нарезанного участка  $l_H = t(Z_{PB} + Z_H + Z_{KP})$ , где  $t$  — шаг навивки каната,  $t = d_K + (2...3)$ , мм;  $Z_{PB}$  — число витков для навивки одной ветви каната;  $Z_H$  — число неприкосновенных витков, необходимых для разгрузки деталей крепления каната на барабане ( $Z_H \geq 1,5$ ). Рекомендуется принимать  $Z_H = 5...6$  [4];  $Z_{KP}$  — число витков для крепления конца каната,  $Z_{KP} = 3...4$ .

Число рабочих витков определяется по формуле  $Z_{PB} = \frac{H_{\Pi} K_{\Pi}}{\pi D_B}$ , где  $H_{\Pi}$  — высота подъема груза.

Длина гладкого среднего участка барабана может быть определена из соотношения  $B_H - 2h_{\min} \operatorname{tg} \gamma \leq l_0 \leq B_H + 2h_{\min} \operatorname{tg} \gamma$ , где  $B_H$  — расстояние между осями наружных блоков крюковой подвески;  $h_{\min}$  — минимальное расстояние между осью блоков крюковой подвески и осью барабана  $h_{\min} \approx 3D_B$ ;  $\gamma$  — максимально допустимый угол отклонения набегающей на барабан ветви каната,  $\gamma = 6^\circ$ .

Длина гладкого концевой участка  $l_K$ , необходимая для закрепления барабана в станке при нарезании канавок, может приниматься  $(4...5)d_K$ . Отношение  $\frac{L_B}{D_B}$  рекомендуется назначать в пределах 3,5–5,0.

Толщину  $\delta$  нарезанной цилиндрической части барабана по дну канавки определяют только по напряжениям сжатия, т. к. напряжение изгиба и кручения барабанов длиной менее трех диаметров не превышает 10–15 % от напряжения сжатия. В таком случае  $\delta = \frac{S_{\text{НОМ}}}{t[\tau_{\text{СЖ}}]}$ , где  $S_{\text{НОМ}}$  — номинальное статическое натяжение ветви каната, набегающего на барабан (расчет см. выше);  $t$  — шаг нарезки на барабане,  $t = d_K + (2...3)$ , мм;  $[\tau_{\text{СЖ}}]$  — допускаемое напряжение на сжатие, определяемое по данным табл. 15.

Таблица 15

Допускаемое напряжение  $[\tau_{\text{СЖ}}]$ , МПа

Материал барабана		Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Группа режима работы механизма по ГОСТ				
			1М	2М	3М	4М и 5 М	6М
Сталь	ВМСт3сп	245	200	170	150	130	110
	20	250	320	180	160	140	120
	09Г2С	350	260	225	195	165	140
	35Л	275	230	210	170	140	120
	55Л	350	260	230	200	165	140

Окончание табл. 15

Материал барабана		Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Группа режима работы механизма по ГОСТ				
			1М	2М	3М	4М и 5 М	6М
Чугун	C418	—	110	100	90	—	—
	C424	—	170	150	130	115	100

**Проверка барабана и оси на прочность.** По рекомендациям РТМ 24.090.21–76 определяют толщину цилиндрической стенки барабана (обечайки).

Вычисляют приближенное значение толщины стенки, м,

$$\delta = 0,95 \frac{S_{\max}}{t[\sigma_{\text{СЖ}}]},$$

где  $S_{\max}$  — наибольшее статическое натяжение каната;  $t$  — расстояние между соседними витками каната, м;  $[\sigma_{\text{СЖ}}]$  — допустимое напряжение, МПа.

Далее необходимо уточнить полученное значение, для чего требуется определить коэффициент, учитывающий влияние деформаций стенки барабана и каната:

$$\psi = \left( 1 + \frac{E_K F_K}{E_B \delta t} \right)^{-\frac{1}{2}},$$

где  $E_K$  — модуль упругости каната, МПа;  $F_K$  — площадь сечения всех проволок каната, мм<sup>2</sup>;  $E_B$  — модуль упругости стенки барабана, МПа.

С учетом уточнений толщина цилиндрической стенки барабана, м,

$$\delta = 1,07 \psi \frac{S_{\max}}{t[\sigma_{\text{СЖ}}]}.$$

Из условия технологии изготовления литых барабанов толщина стенки должна быть не менее, м,

$$\delta_L = 0,01 D_B + 0,003.$$

**Устойчивость цилиндрической стенки барабана.** Кроме деформаций сжатия, стенка барабана в общем случае испытывает также деформации изгиба и кручения. На совместное действие напряжений расчет производят при длине барабана  $L_B > (3...4)D_B$ .

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_1},$$

где  $W_1$  — экваториальный момент сопротивления стенки барабана,

$$W_1 = 0,1 D_B^3 (1 - \varepsilon^3).$$

Здесь  $\varepsilon = 1 - 2 \delta / D_B$ .

Напряжение кручения

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_2},$$

где  $W_2$  — полярный момент сопротивления стенки барабана,

$$W_2 = 0,2 D_B^3 (1 - \varepsilon^3).$$

Суммарное напряжение в стенке

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_H^2 + 3\tau^2},$$

где  $\sigma_H = -(\sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{и}})$ .

Толщину стенки барабана следует проверить на устойчивость согласно неравенству

$$\sigma_{\text{сж}} \leq \frac{\sigma_{\text{кр}}}{n_y},$$

где  $\sigma_{\text{кр}}$  — критическое напряжение;  $n_y$  — запас устойчивости.

В расчетах принимают:  $n_y = 1,7$  для стальных;  $n_y = 2,9$  для чугунных барабанов. Критическое напряжение в стенке барабана

$$\sigma_{\text{кр}} = (0,6 \dots 0,8) \sigma_T.$$

**Проверка стенки барабана на изгиб.** При длине барабана  $L_B > 3D_B$  цилиндрическую стенку следует проверять на совместное действие изгиба

$$\sigma_c = \frac{\sqrt{M_{\text{и}}^2 + (\alpha T_{\text{к}})^2}}{W_{\text{э}}} \leq [\sigma],$$

где  $M_{\text{и}}$  — максимальный изгибающий момент;  $T_{\text{к}}$  — крутящий момент (кН·м),  $T_{\text{к}} = S_{\text{макс}} D_B$ ;  $\alpha$  — коэффициент, учитывающий различие опасных напряжений изгиба и кручения,  $\alpha = 0,75$ ;  $W_{\text{э}}$  — экваториальный момент сопротивления сечения барабана.

Максимальный изгибающий момент

$$M_{\text{и}} = S_{\text{макс}} \frac{L_B - l_0}{2},$$

где  $L_B$  — расчетная длина барабана;  $l_0$  — длина средней ненарезанной части барабана.

Экваториальный момент сопротивления сечения барабана,  $\text{м}^3$ :

$$W_{\Theta} = \frac{\pi [D_B^4 - (D_B - 2\delta)^4]}{32 D_B}.$$

Условия прочности цилиндрической стенки барабана  $\sigma_c < [\sigma]$ .

**Проверка оси барабана на изгиб.** Нагрузки на ступицы барабана (при пренебрежении его весом) (рис. 11):

$$P_1 = 2S_{\text{MAX}} \frac{2l_H + l_0}{2l_H + l_0 - l_1},$$

$$P_2 = 2S_{\text{MAX}} \frac{2l_H - 2l_1 + l_0}{2l_H + l_0 - l_1},$$

где  $l_H$  — длина нарезанной части;  $l_0$  — длина средней гладкой части барабана;  $l_1$  — расстояние от ступицы барабана до опор оси.

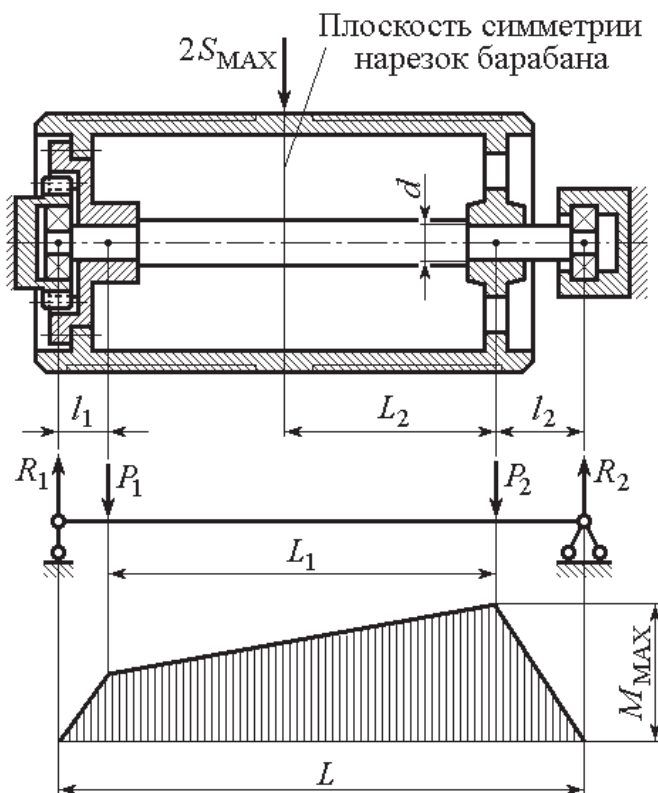


Рис. 11. Схема к расчету оси барабана



Определяем коэффициент запаса прочности  $s$  в опасном сечении

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s],$$

$s_\sigma$  — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;  $s_\tau$  — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям рассчитывается по формуле

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v},$$

где  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба МПа;  $k_\sigma$  — эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений,  $k_\sigma = 1,9$  [9];  $\varepsilon_\sigma$  — масштабный фактор для нормальных напряжений,  $\varepsilon_\sigma = 0,61$  [9];  $\sigma_v$  — амплитуда цикла нормальных напряжений,

$$\sigma_v = \frac{M_{\text{MAX}}}{W}.$$

Здесь  $M_{\text{MAX}}$  — максимальный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, кН·м;  $W$  — момент сопротивления сечения, м<sup>3</sup>,

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b t_1 (d - t_1)}{2d}.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям определяется как

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_v},$$

где  $\tau_{-1}$  — предел выносливости стали при симметричном цикле нагружения,  $\tau_{-1} = 220$  МПа;  $k_\tau$  — эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений,  $k_\tau = 1,9$  [9];  $\varepsilon_\tau$  — масштабный фактор для касательных напряжений,  $\varepsilon_\tau = 0,52$  [9];  $\tau_v$  — амплитуда цикла нормальных напряжений,

$$\tau_v = \frac{M_{\text{MAX}}}{W_K}.$$

Здесь  $M_{\text{MAX}}$  — максимальный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, кН·м;  $W_K$  — момент сопротивления сечения, м<sup>3</sup>,

$$W = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)}{2d}.$$

Прогиб вала

$$y = \frac{Ql^3}{48EJ_x};$$

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64}.$$

**Расчет подшипников оси барабана.** Для компенсации несоосности опор вал барабана помещается на самоустанавливающиеся сферических двухрядных шариковых или роликовых подшипниках (ГОСТ 5220, ГОСТ 5221).

Эквивалентная нагрузка на правый подшипник может быть определена по упрощенной формуле

$$P_{\text{ЭКВ}}^{\text{БАР}} = R_2 k_v k_g k_{\text{ПР}},$$

где  $k_v$  — коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца  $k_v = 1$ );  $k_g$  — динамический коэффициент (для механизма подъема  $k_g = 1,2$ );  $k_{\text{ПР}}$  — коэффициент приведения (ориентировочно его можно принять:  $k_{\text{ПР}} = 0,6$  для режимов М1–М3;  $k_{\text{ПР}} = 0,65$  для режимов М4–М6;  $k_{\text{ПР}} = 0,7$  для режимов М7, М8).

Требуемая долговечность подшипника  $L_{10}$  (миллионов оборотов) определяется по формуле

$$L_{10} = 60n_{\text{БАР}}L_h/10^6,$$

где  $n_{\text{БАР}}$  — частота вращения барабана, мин<sup>-1</sup>;  $L_h$  — долговечность подшипника, равная 1000 для режимов М1–М3; для режимов М4–М6 — 3500; для режимов М7, М8 — 5000.

В таком случае расчетная динамическая грузоподъемность шарикового подшипника будет  $C = P_{\text{ЭКВ}}^{\text{БАР}} \sqrt[m]{L_{10}}$ , где  $m = 3$  для шариковых подшипников и  $m = 10/3$  для роликовых подшипников.

Поскольку в левом подшипнике вращаются оба кольца (подшипник служит только опорой), то его можно рассчитать по статической грузоподъемности

$$C_0 = R_1 k_g k_{\text{пр}}.$$

В целях унификации оба подшипника можно принять одинаковыми, однако при этом необходимо учитывать, что левый подшипник обычно устанавливается в выточке выходного вала редуктора, и, следовательно, их диаметры должны быть согласованы.

**Расчет узла крепления каната на барабан.** Узел крепления каната на барабане является одним из самых ответственных, и к нему предъявляют высокие требования надежности, простоты конструкции, отсутствия острых перегибов, удобства осмотра и легкости замены каната. По нормам Ростехнадзора крепление каната к барабану должно производиться надежным способом, допускающим возможность замены каната. Прижимных планок должно быть не менее двух, смещенных одна относительно другой по окружности барабана на  $60^\circ$ . Планка (рис. 12) прижимает канат к барабану с помощью одного или двух болтов.

Не разрешается выступание свободного конца каната из-под планки на расстояние менее двух, а конца петли каната — менее трех диаметров прижимаемого этой планкой каната.

Различают следующие способы крепления канатов: наружными планками; внутренней прижимной планкой; с помощью клина.

Наиболее полно указанным требованиям отвечает способ крепления наружными прижимными планками как на нарезанной (рис. 12, а), так и на гладкой углубленной (рис. 12, б) частях барабана. Крепежное отверстие под резьбу или болт высверливается во второй от края канавке нарезки. Конец каната закладывается рядом с отверстием в крайнюю канавку, а основная его часть переводится через частично вырубленные на диаметрально противоположной отверстию стороне барабана два промежуточных выступа соседнего витка нарезки сразу в третью канавку. Образованная таким образом петля каната накрывается сверху планкой, прижимаемой к барабану посредством винтового (рис. 12, в), болтового (рис. 12, д) или (менее предпочтительного) шпилечного (рис. 12, е) резьбовых соединений. Аналогично устанавливаемая вторая прижимная планка смещается относительно первой по окружности барабана на  $60^\circ$  (рис. 12, в).

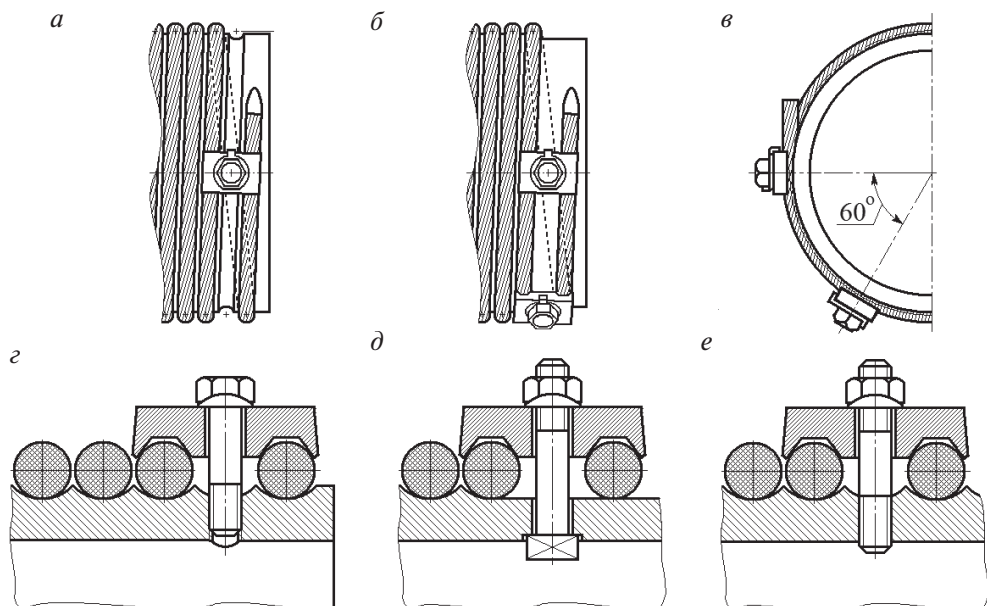


Рис. 12. Крепление каната на барабане

Канат удерживается силами трения между канатом и барабаном. Натяжение  $F_{\text{кр}}$  каната 1 (рис. 13) перед прижимной планкой 2 значительно меньше натяжения  $S_{\text{MAX}}$  ветви каната из-за наличия постоянно на барабане полутора-двух неприкосновенных витков.

Расчет узла крепления каната к барабану проводится при максимальной нагрузке в набегающей на барабан ветви каната полиспаста, возникающей при подъеме груза максимальной массы с уровня, когда канат почти полностью свит с барабана, т. е. перед самым касанием поднятым максимальным грузом основания. В соответствии с требованиями Ростехнадзора грузоподъемные машины подвергаются статическим испытаниям нагрузкой, превышающей номинальную грузоподъемность на 25 %. В этом случае канат нагружает узел крепления усилием

$$F_{\text{кр}} = S_{\text{MAX}}/e^{\alpha},$$

где  $S_{\text{MAX}}$  — максимальное натяжение каната, Н;  $e$  — основание натурального логарифма,  $e = 2,72$ ;  $f$  — коэффициент трения между канатом и барабаном,  $f = 0,10 \dots 0,15$ ;  $\alpha$  — угол обхвата барабана неприкосновенными витками  $Z_{\text{н}}$  в радианах,  $\alpha = Z_{\text{н}}\pi$ . Канат будет надежно удерживаться планками, если его прижать к барабану усилием

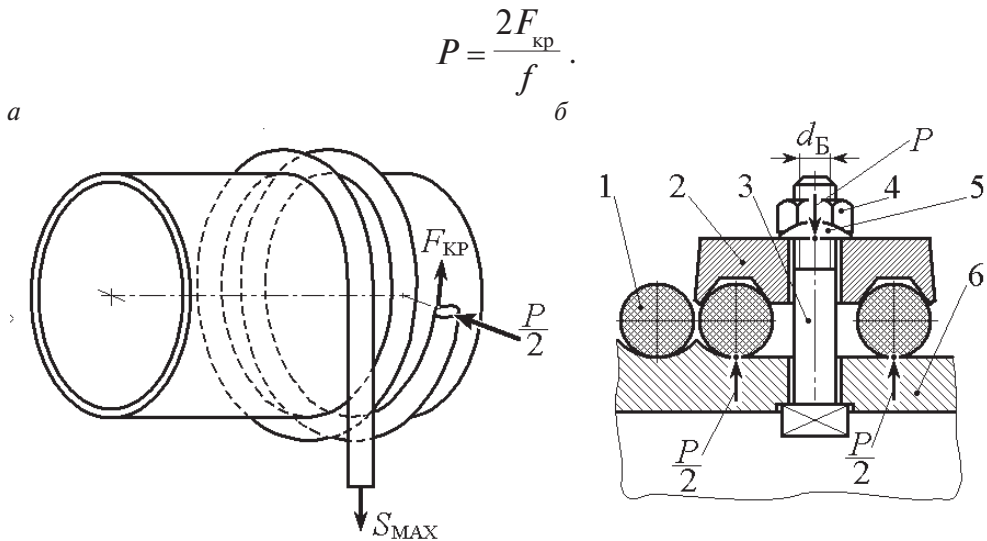


Рис. 13. Расчетная схема для определения параметров одноболтового узла крепления каната на барабане:

*a* — схема навивки каната в зоне узла крепления; *б* — схема болтового узла крепления каната:

1 — канат; 2 — прижимная планка; 3 — болты; 4 — барабан; 5 — гайка;  
6 — стопорная шайба

Болты 3 (рис. 13), прижимающие планки 2 к барабану 4 посредством гайки 5 и стопорной шайбы 6, испытывают напряжения от растяжения. Действующие в болтах растягивающие напряжения равны

$$\sigma_p = \frac{4P}{\pi d_B^2},$$

где  $P$  — усилие растяжения болта, Н;  $d_B$  — внутренний диаметр резьбы болта, м.

Завершающей задачей расчета узла крепления является определение диаметра болтов

$$d_B = 2 \sqrt{\frac{P}{Z \pi [\sigma]}},$$

где  $[\sigma]$  — допускаемое напряжение в болтах, которое зависит от материала. Для болтов, изготовленных из стали марки Ст3, принимают  $[\sigma] = 80$  МПа.

Выполнив эти расчеты, полезно учесть и практические рекомендации. Обычно на эксплуатируемых кранах применяют стандартные болты М12 для крепления каната диаметром до 12,5 мм, М16 — до 15 мм, М20 — до 17,5 мм. Поэтому если расчетный диаметр болтов получился излишне большим, допускается увеличить число болтов до  $Z = 4$ , заменив одноболтовые планки двухболтовыми, и за счет этого уменьшить диаметр болтов.

#### 2.1.4. Выбор двигателя

В крановых механизмах подъема целесообразно использовать асинхронные двигатели с фазным ротором серий МТФ, МТН, 4АК.

Двигатели серий МТФ следует применять в кранах общего назначения при легком режиме работы (группы режима работы 1М, 2М и 3М). Двигатели серии МТН отличаются более высоким классом нагревостойкости изоляции и поэтому могут использоваться для групп режима работы 4М, 5М и 6М (прил. 3–5).

Сибирская электротехническая компания, г. Томск, выпускает крановые электродвигатели типа МТФ, МТН, 4МТН, 4МТМ; повышенной надежности — МТФ ПНД, МТН ПНД, 4 МТМ ПНД и другие. По данным фирмы принятые меры по защите от внешних воздействий увеличивают срок службы электродвигателей повышенной надежности в 2–3 раза. Технические данные этих двигателей приведены в прил. 5.

В связи с развитием частотных электроприводов достаточно широко начинают применяться специально спроектированные короткозамкнутые двигатели. Эти двигатели для частотно-регулируемых электроприводов используются в механизмах с высокими требованиями к регулировочным и динамическим показателям, а также для приводов с большим числом включений в час. Технические данные электродвигателей с частотно-регулируемыми параметрами приведены в прил. 6.

Выбор электродвигателей для механизма подъема осуществляется по расчетной мощности  $P_p$  [4], которая должна быть равна соответствующему значению номинальной мощности электродвигателя при режиме работы ПВ40 % или меньше его:

$$P_p = K_{\text{И}} K_3 K_p K_{\text{В}} K_{\text{ПР}} P_{\text{СТ}},$$

где  $K_{\text{и}}$  — коэффициент использования электродвигателей в зависимости от типа поднимаемого груза: для крюкового крана  $K_{\text{и}} = 0,7$ , для грейферного крана  $K_{\text{и}} = 0,8$ ;  $K_3$  — коэффициент запаса, определяемый условиями работы при повышенной температуре окружающей среды:  $K_3 = 1$  для механизмов режимных групп М1–М5,  $K_3 = 1,2$  для механизмов режимной группы М6 и металлургических механизмов режимной группы М5;  $K_{\text{р}}$  — коэффициент использования электродвигателей при регулировании скорости. Для систем с параметрическим регулированием скорости значения  $K_{\text{р}}$  указаны в табл. 16;  $K_{\text{в}}$  — коэффициент относительной продолжительности включения (табл. 17);  $K_{\text{пр}}$  — коэффициент дополнительных пуско-тормозных нагрузок (см. данные на с. 37);  $P_{\text{ст}}$  — мощность статической нагрузки при подъеме номинального груза с номинальной скоростью, кВт,

$$P_{\text{ст}} = \frac{9,81(Q + m_{\text{к.п}})V_{\text{к.п}}}{10^3 \eta_{\text{м}}},$$

где  $Q$  — масса подключаемого груза, кг;  $m_{\text{к.п}}$  — масса крюковой подвески, кг;  $\eta_{\text{м}}$  — КПД всего механизма,  $\eta_{\text{м}} = 0,80 \dots 0,85$  (прил. 21);  $V_{\text{к.п}}$  — номинальная скорость подъема груза, м/с.

Таблица 16

**Коэффициент  $K_{\text{р}}$  использования электродвигателей  
при регулировании скорости**

Группа режимов по ГОСТ	Способ регулирования			Относительное время работы на малой скорости, процент от общего времени работы за цикл
	торможение противовключением	динамическое торможение	двухскоростными короткозамкнутыми электродвигателями	
3М	1,30	1,15	1,2	50
4М	1,22	1,20	1,2	25
5М	1,15	1,05	—	15
6М	1,08	1,00	—	7

Таблица 17

**Коэффициенты режима работы электроприводов подъема**

Группа режимов по ГОСТ	Расчетное число включений (пусков) в час	$K_B$	$K_{ПР}$
3 М	90	0,82	1,00
4 М	120	0,95	1,10
5 М	240	1,05	1,25
6 М	360	1,20	1,40

Для двигателей трехфазных асинхронных крановых установлена следующая структура обозначения их типа:

1 2 3      4 5 6      7 8

Двигатель  $\widehat{MTXX} \widehat{XXX} - \widehat{XXXX}$  ГОСТ 185–70,

где 1 — обозначение серии; 2 — исполнение ротора (по умолчанию фазный, К — короткозамкнутый); 3 — класс нагревостойкости изоляции (F или H); 4 — условный габарит; 5 — порядковый номер серии; 6 — условная длина сердечника; 7 — число полюсов (6, 8, 10); 8 — климатическое исполнение и категория размещения (У — эксплуатация в районе с умеренным климатом, 1 — размещение на открытом воздухе, 3 — закрытые неотапливаемые помещения, 4 — закрытые отапливаемые помещения).

Например, двигатель серии МТ с фазным ротором класса нагревостойкости изоляции F, третьего габарита первой серии, первой длины, шестиполюсный, климатического исполнения У, категории размещения 1 обозначается:

Двигатель МТF 311–6У1 ГОСТ 185–70.

**2.1.5. Выбор передачи**

В механизмах подъема груза используют горизонтальные цилиндрические редукторы типа Ц2, Ц2У, Ц2У-Н, Ц2У-К, Ц3У и др. Технические данные этих редукторов приведены в прил. 7–10.

Выбор типоразмера редуктора производится по каталогу. При этом редуктор должен удовлетворять условиям прочности, долговечности и кинематики. Для обеспечения заданной скорости подъема груза он



должен иметь передаточное число  $U_p = \frac{\pi D_b n_{дв}}{V_{п} K_{п}}$ , где  $D_b$  — диаметр барабана по оси навиваемого каната, м;  $n_{дв}$  — частота вращения вала двигателя, об/мин;  $V_{п}$  — скорость подъема, м/мин;  $K_{п}$  — кратность полиспаста. Передаточное число выбираемого редуктора не должно отличаться от расчетного более чем на  $(\pm 15)\%$ .

Типоразмер редуктора выбирают путем сравнения эквивалентного (равноценного) вращающего момента на выходном валу  $T_E$  с ближайшим бóльшим по каталогу номинальным вращающим моментом редуктора  $T_T$  при соответствующем режиме работы [5]. Эквивалентный

момент  $T_E = T_{MAX} \sqrt[3]{\frac{\mu_3 \sum N}{N_{HO}}}$ , где  $T_{MAX}$  — максимальный вращающий мо-

мент на тихоходном валу редуктора;  $\mu_3$  — коэффициент интенсивности режима нагружения, определяемый по классу нагружения механизма:

Класс нагружения механизма .....	B1 .....	B2 .....	B3 .....	B4
$\mu_3$ .....	0,063 .....	0,180 .....	0,500 .....	1,000

Поскольку в исходных данных на проектирование механизма задается только группа режима работы, которая определяется сочетанием класса нагружения и класса использования (см. табл. 5), то, задаваясь классом использования, например А3, по заданной группе режима работы определяют класс нагружения:

Группа режима работы .....	2М .....	3М .....	4М .....	5М
Класс использования .....	А3 .....	А3 .....	А3 .....	А3
Класс нагружения .....	В1 .....	В2 .....	В3 .....	В4

Так, например, группе режима работы 5 М соответствует класс использования А3, класс нагружения В4 и коэффициент нагружения  $\mu_3 = 1,000$ .

Параметр  $\sum N$  определяется по формуле  $\sum N = K_1 n n_w \sum t_i$ , где  $K_1$  — коэффициент для передач с односторонней нагрузкой (механизм подъема),  $K_1 = 3600$ ; для механизмов передвижения  $K_1 = 1800$ ;  $n$  — частота вращения тихоходного вала редуктора,  $n = \frac{V_{п} K_{п}}{\pi D_b}$ , с<sup>-1</sup>. Здесь  $V_{п}$  — скорость подъема груза, м/с;  $n_w$  — число зубчатых колес, сцепляющихся с тихоходным колесом редуктора (для мостовых кранов  $n_w = 1$ );

$\Sigma t_i$  норма времени работы редуктора по ГОСТ 25835–83, ч (см. табл. 5).

$N_{HO}$  — базовое число циклов перемены напряжений в зависимости от твердости рабочей поверхности зубьев колес редукторов:

НВ ..... до 200 ..... 250 ..... 300 ..... 350 ..... 400

$N_{HO} \cdot 10^{-6}$  ..... 10 ..... 17 ..... 26 ..... 38 ..... 53

Обычно твердость рабочей поверхности зубьев колес редукторов НВ = 260..290.

Максимальный вращающий момент на тихоходном валу редуктора  $T_{MAX}$  возникает в период пуска механизма подъема с номинальным грузом на крюке

$$T_{MAX} = \frac{(G_{\Gamma} + G_{\Pi})(g + j_{MAX})D_{\Pi}}{2gK_{\Pi}\eta_{\Pi}\eta_{\Pi}},$$

где  $G_{\Gamma}$ ,  $G_{\Pi}$  — вес номинального груза и вес крюковой подвески соответственно;  $g$  — ускорение силы земного притяжения;  $j_{max}$  — ускорение груза при пуске,  $j_{MAX} = \frac{V_{\Pi}}{t_{min}}$ . Здесь  $t_{min}$  — минимальное время разгона при пуске. В предварительных расчетах его можно принимать равным одной секунде;  $\eta_{\Pi}$  — КПД барабана,  $\eta_{\Pi} = 0,98$ .

### 2.1.6. Выбор муфт

В механизме грузоподъемных машин применяют муфты, способные передавать не только крутящие моменты, но и компенсировать смещения (осевые, радиальные, угловые) соединяемых валов относительно друг друга. Такие смещения возникают при монтаже и эксплуатации механизмов от деформации рам, крановых мостов, подкрановых балок и т. д.

Наибольшим распространением в краностроении пользуются муфты:

- зубчатые (ГОСТ Р50895–96 «Муфты зубчатые. Технические условия»);
- упругие втулочно-пальцевые МУВП (ГОСТ 21424–93 «Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры»), рис. 14;
- упругие с торообразной оболочкой (ГОСТ 20884–82).

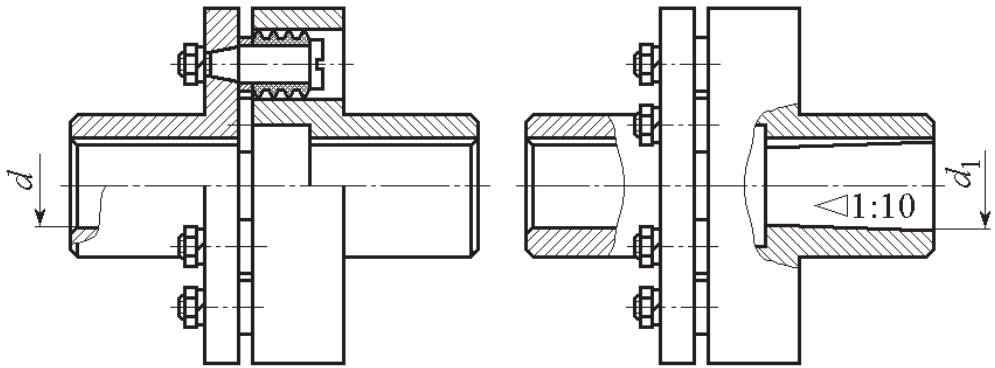


Рис. 14. Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)

Зубчатые муфты изготавливаются следующих типов:

- 1) с разъемной обоймой (заводы часто обозначают МЗ), рис. 15;
- 2) промежуточным валом (обозначают МЗП), рис. 16;
- 3) неразъемной обоймой.

Втулки муфт выпускают в следующем исполнении:

- 1) с цилиндрическими отверстиями;
- 2) коническими отверстиями.

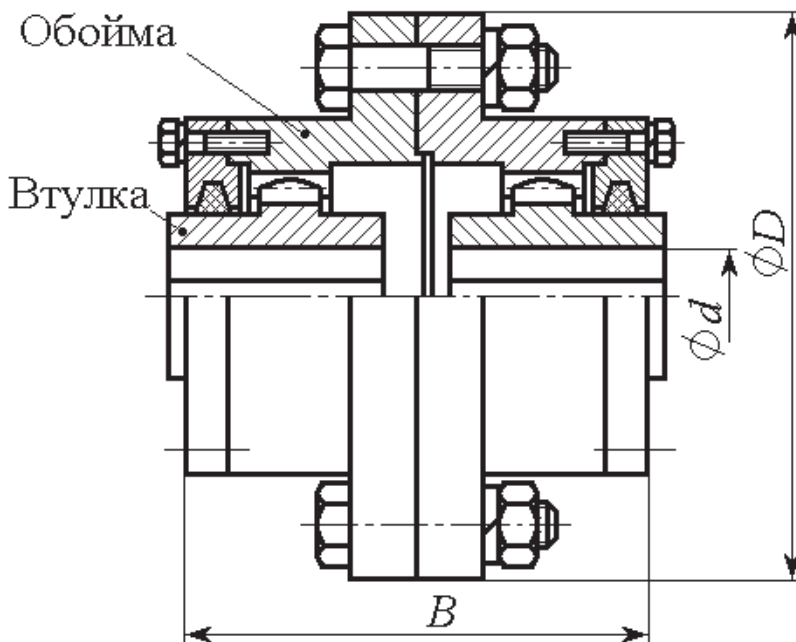


Рис. 15. Зубчатая муфта первого типа

Муфты первого типа (МЗ) применяются при непосредственном соединении валов (без промежуточного вала), а муфты второго типа (МЗП) используются для соединения валов с применением промежуточного вала.

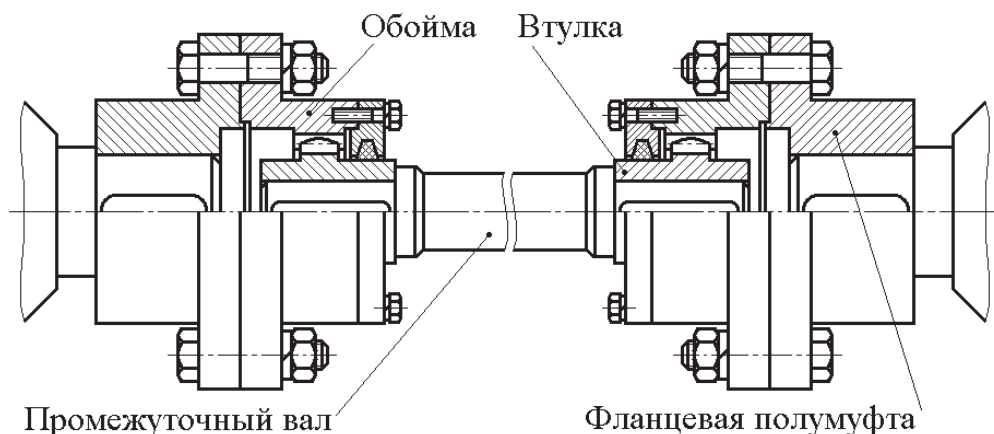


Рис. 16. Зубчатые муфты второго типа

Часто фланцевую полумуфту муфты МЗП заменяют тормозным шкивом (прил. 14). Такое соединение хорошо работает при легких и средних режимах (1М–4М).

Муфты выбирают по наибольшему диаметру концов соединяемых валов. Затем проверяют прочность муфты из условия

$$T_H \geq T_P = K_1 K_2 K_3 T,$$

где  $T_H$  — номинальный крутящий момент;  $T_P$  — расчетный крутящий момент;  $K_1$  — коэффициент ответственности (если при поломке муфты произойдет остановка машины, то  $K_1 = 1$ ; произойдет авария машины —  $K_1 = 1,2$ ; будут человеческие жертвы —  $K_1 = 1,8$ );  $K_2$  — коэффициент условий работы машины (при спокойной работе  $K_2 = 1$ ; при переменной работе  $K_2 = 1,2$ ; при тяжелой работе с ударами и реверсами  $K_2 = 1,3 \dots 1,5$ );  $K_3$  — коэффициент углового смещения ( $K_3 = 1$  при угле перекоса валов  $\gamma \leq 0,25^\circ$ ;  $K_3 = 1,25$  при  $\gamma \leq 0,5^\circ$ ;  $K_3 = 1,5$  при  $\gamma \leq 1^\circ$ );  $T$  — передаваемый крутящий момент (наибольший из длительно действующих).

Крутящий момент  $T$  определяется при подъеме максимального (номинального) веса груза с постоянной скоростью

$$T = \frac{(Q + m_{к.п})gD_Б}{2K_П U_P \eta_M},$$

где  $g$  — ускорение земного притяжения,  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ ;  $U_p$  — передаточное число редуктора;  $\eta_m$  — КПД механизма подъема (прил. 21).

Допускаемые значения максимального крутящего момента, действующего кратковременно, не более двукратной величины  $T_H$ .

Условное обозначение муфт: слово «муфта», обозначение типа, значения номинального крутящего момента, диаметра посадочных отверстий втулок (для муфт МЗП — втулок и фланцевых полумуфт), обозначение втулок, климатического исполнения и категории размещения, обозначение стандарта.

Пример условного обозначения муфты типа 1 с номинальным крутящим моментом 4000 Н·м, диаметром посадочных отверстий во втулках 50 мм, с втулками исполнения 1, климатического исполнения У, категории 2:

Муфта 1-4000-50-1-У2, ГОСТ Р50895–96.

То же типа 2 с диаметром посадочных отверстий во фланцевых полумуфтах 55 мм:

Муфта 2-4000-50-55-1-У2, ГОСТ Р50895–96.

То же типа 1 с втулками исполнения 1, в одной из которых диаметр посадочного отверстия 55 мм:

Муфта 1-4000-50-1-55-1-У2, ГОСТ Р50895–96.

Упругие втулочно-пальцевые муфты применяются для непосредственного соединения валов и состоят из двух полумуфт, в одной из которых в конических отверстиях крепятся пальцы с надетыми на них резиновыми кольцами или втулками (рис. 18). Кольца помещаются в отверстиях другой полумуфты. Эти муфты способны смягчать динамические нагрузки, и их широко используют в местах установки тормозов. Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры муфт, ГОСТ 21424–93, приведены в прил. 15.

Выбор типоразмера такой муфты производят так же, как и зубчатых муфт, лишь коэффициент углового смещения  $K_z$  принимается равным единице. Так же как и в муфте МЗП, иногда одна из полумуфт МУВП выполнена в виде тормозного шкива (прил. 15).

Пример условного обозначения муфты упругой втулочно-пальцевой с номинальным крутящим моментом 250 Н·м, диаметром посадочных отверстий полумуфт 36 мм для валов с цилиндрическим концом: МУВП 250-36-1. То же с номинальным крутящим моментом 500 Н·м, диаметром посадочного отверстия одной полумуфты 40 мм для вала с коническим концом и диаметром посадочного отверстия

другой полумуфты 42 мм для вала с цилиндрическим концом: МУВП 500-40-3-42-1.

### 2.1.7 Выбор тормоза

В мостовых кранах общего назначения применяются колодочные автоматические нормально замкнутые тормоза с пружинным замыканием и электромагнитным или электрогидравлическим приводом типа ТКТ, ТКП, ТКГ, ТКТГ (прил. 16–18) с тормозными шкивами в соответствии с прил. 20.

Тормоза типа ТКТ рекомендуется применять в механизмах с группой режима работы не выше 4 М, а типа ТКП — в механизмах всех групп режима работы при резких перепадах температуры окружающей среды. При средней, тяжелой и весьма тяжелой работе (группы 4М, 5М, 6М) рекомендуется применять тормоза с электрогидравлическим приводом типа ТКГ и ТКТГ. Для механизмов передвижения и поворота кранов рекомендуются тормоза новой модификации — ТКГ-160-1 и ТКГ-200-1, в которых за счет использования электрогидравлического толкателя ТЭ-30 РД с демпфирующим устройством осуществляется плавное увеличение тормозного момента, что обеспечивает торможение крана без толчков, резких замедлений и юза ходовых колес.

Выбор тормоза механизма подъема осуществляется по расчетной величине тормозного момента  $T_{Т.Р}$ , который определяется из условия надежного удержания груза на весу,

$$T_{Т.Р} \geq K_T T_{СТ},$$

где  $K_T$  — коэффициент запаса торможения кранов общего назначения, регламентируемый правилами Ростехнадзора,  $K_T \geq 1,5$  [3];  $T_{СТ}$  — статический момент от веса груза на тормозном валу.

Статический момент от веса груза

$$T_{СТ} = \frac{9,81(Q + m_{К.П})D_B \eta_M}{2K_{П}U_P},$$

где  $\eta_M$  — КПД механизма подъема на участке от груза до тормоза;  $U_P$  — передаточное число механизма от барабана до вала, на котором установлен тормоз.

При выборе тормоза паспортный тормозной момент должен быть не менее расчетного  $T_{Т.Р}$ . В случае, когда расчетный тормозной момент меньше паспортного (в паспорте дается максимальный), следу-

ет указать, на какой тормозной момент необходимо отрегулировать тормоз при эксплуатации.

## 2.2. Механизм передвижения тележки (крана)

Для проектирования механизма передвижения в качестве исходных данных должны быть заданы скорость передвижения, режим работы механизма, пролет крана. Остальные исходные данные — грузоподъемность, род тока и т. д. — принимаются по заданию на проектирование механизма подъема.

Механизм передвижения тележки состоит из двигателя, установленного на раме тележки и соединенного муфтой с вертикальным редуктором. Выходной вал редуктора передает вращение ведущим ходовым колесам тележки. Конструктивные разновидности механизмов передвижения тележки отличаются в основном расположением редуктора: центральным относительно колес тележки (рис. 17) или навесным — сбоку тележки (рис. 18).

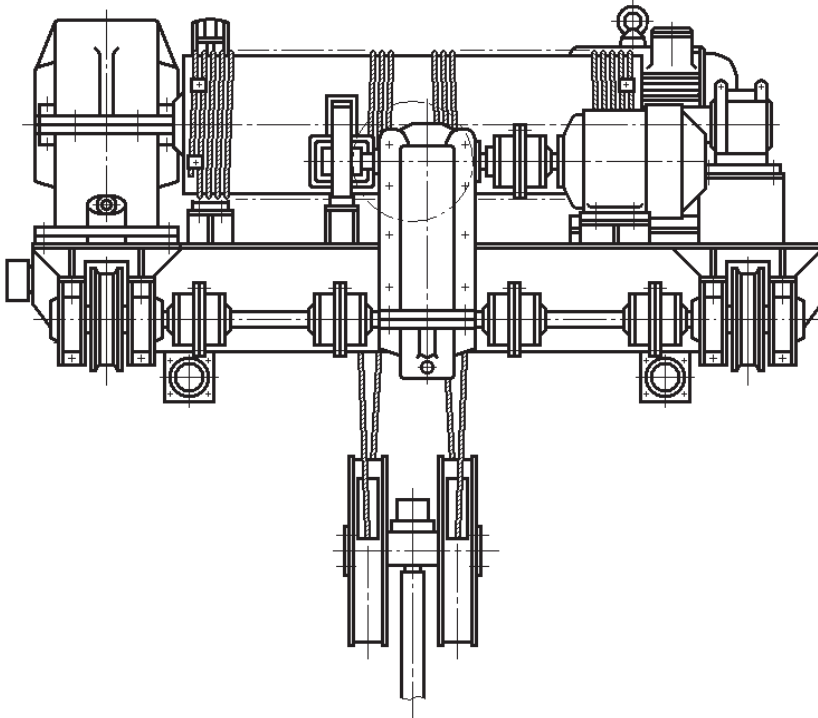


Рис. 17. Механизм передвижения тележки с центральным расположением редуктора

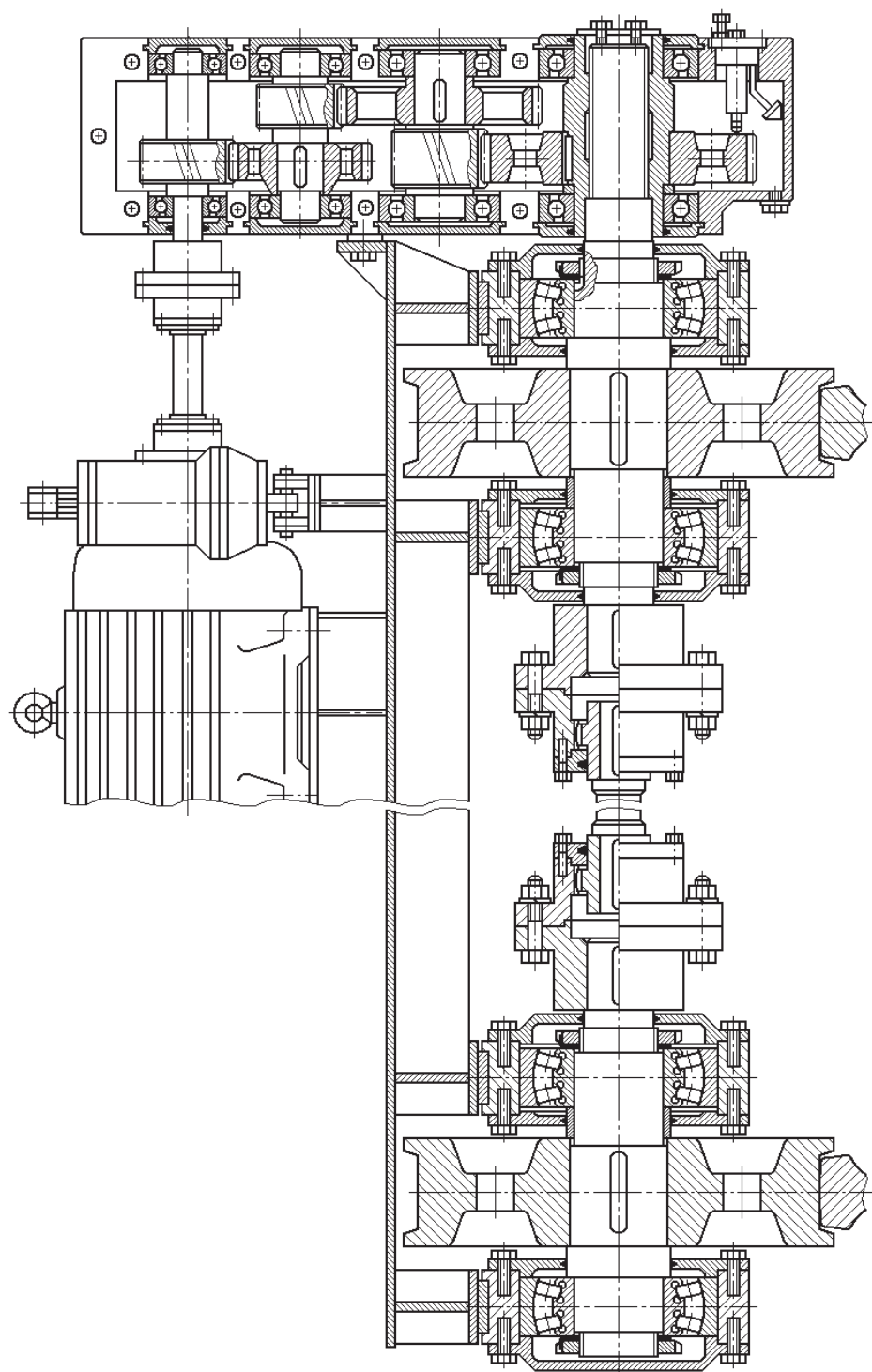


Рис. 18. Привод механизма передвижения с навесным редуктором типа ЦЗвк



Число ходовых колес тележки зависит от грузоподъемности крана. При грузоподъемности до 160 т предварительно можно принимать четыре колеса, при большей грузоподъемности — восемь.

В механизмах передвижения двухбалочных кранов независимо от места работы применяется, как правило, отдельный привод. Он легкий и удобен в изготовлении и монтаже. Однако при отдельном приводе несинхронность движения сторон крана больше, чем при центральном. Тормоза часто располагают на вторых концах валов двигателей, что обеспечивает удобный подход для ремонтов и обслуживания, но при таком расположении тормоза увеличиваются динамические нагрузки, действующие на быстроходные валы механизма при торможении.

Число ходовых колес крана может быть 4, 8, 16, что зависит от грузоподъемности, пролета, режима работы и скорости движения крана. Предварительно число ходовых колес крана можно принять в зависимости от грузоподъемности механизма главного подъема:

Грузоподъемность, т .....	до 80 .....	80–100 .....	100–160 .....	>160
Число ходовых колес .....	4 .....	8 .....	8 или 16 .....	16

### 2.2.1. Выбор колес

Предварительно выбор сборочной единицы «колесо в сборе» производится по максимальной статической нагрузке, которая для тележек определяется по формуле

$$P_{\text{к.макс}} = \frac{G_{\text{Г}} + G_{\text{Т}}}{n_{\text{к}}} K_{\text{Н}},$$

где  $G_{\text{Г}}$ ,  $G_{\text{Т}}$  — вес номинального груза главного подъема и вес тележки соответственно;  $n_{\text{к}}$  — число ходовых колес;  $K_{\text{Н}}$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки на колеса,  $K_{\text{Н}} = 1,1 \dots 1,2$ .

Вес тележки в предварительных расчетах можно определить из ориентировочных соотношений:

$G_{\text{Т}} = (0,25 \dots 0,35) G_{\text{Г}}$  при режимах работы 1М–4М

и  $G_{\text{Т}} = (0,40 \dots 0,50) G_{\text{Г}}$  при режимах 5М–6М.

Статическая нагрузка на колеса крана определяется из уравнений статики. В этом случае кран представляется в виде двухопорной балки, на которую действуют вес моста, вес кабины и вес тележки, расположенной у торцевой балки со стороны кабины. Вес кабины ориентировочно можно принять равным 10–13 кН, а вес крана — по ГОСТ 6711–81. Диаметр поверхности катания колеса  $D$  (ГОСТ 28648–90) и тип рельса (Р18, ГОСТ 6368–82, Р24, Р38,

ТУ 14-2-118–74, Р43, ГОСТ 7173–54, Р50, ГОСТ 7174–75, КР70, ГОСТ 4121–76, КР80, КР100) выбирают по табл. 18.

Рельсы, применяемые в кранах, могут иметь выпуклую (рис. 19) или плоскую (рис. 20) поверхность катания.

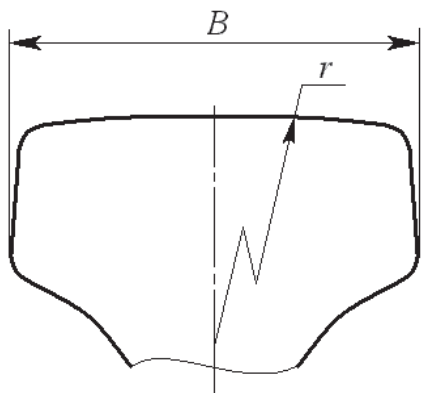


Рис. 19. Эскиз рельса с выпуклой головкой

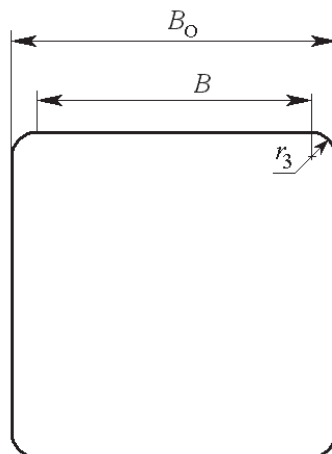


Рис. 20. Эскиз для расчета рабочей ширины плоского рельса

Выпуклую головку имеют: специальные крановые рельсы типа КР, ГОСТ 4121–76; железнодорожные рельсы типа Р43, ГОСТ 7173–54, типа Р50, ГОСТ 7174–75, типа Р38, ТУ 14-2-118–74, узкой колеи по ГОСТ 6368–82. В качестве плоского рельса применяют в основном заготовку квадратную по ГОСТ 2591–88.

Ширина дорожки катания колеса определяется в соответствии с суммарной величиной ширины головки рельса и зазора между ребордами и рельсом. Величину зазора для колес тележки принимают 15–20 мм.

Таблица 18

**Предварительный выбор крановых колес и рельсов**

Максимальная статическая нагрузка, т	Диаметр колеса $D$ , см	Рельс с выпуклой головкой			Ширина плоского рельса по ГОСТ 2591–88 $B_0$ , см, (рис. 11)
		Тип рельса	Радиус закругления головки $r$ , см, (рис. 10)	Ширина головки рельса $B$ , см, (рис. 10)	
30–50 включ.	20; 25	Р18	9,0	4,0	4,0; 4,5; 5,0
		Р24	20,0	5,1	
		Р38	30,0	6,8	

Окончание табл. 18

Максимальная статическая нагрузка, т	Диаметр колеса $D$ , см	Рельс с выпуклой головкой			Ширина плоско-го рельса по ГОСТ 2591–88 $B_0$ , см, (рис. 11)
		Тип рельса	Радиус закругления головки $r$ , см, (рис. 10)	Ширина головки рельса $B$ , см, (рис. 10)	
50–100 включ.	32; 40	P18	30,0	6,8	5,0; 5,5; 6,0
		P24	30,0	7,0	
		P38	40,0	7,0	
100–200 включ.	40; 50	P38	30,0	6,8	5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0
		P43	30,0	7,0	
		P50	50,0	7,2	
		KP70	40,0	7,0	
200–250 включ.	50; 56; 63	P43	30,0	7,0	6,0; 6,5; 7,0
		P50	50,0	7,2	
		KP70	40,0	7,0	
		KP80	40,0	8,0	
250–320 включ.	63; 71	P43	30,0	7,0	7,0; 7,5; 8,0
		P50	50,0	7,2	
		KP80	40,0	8,0	
		KP100	45,0	10,0	

По диаметру колеса выбирают унифицированную колесную установку по ОСТ 24.09.09–75 (прил. 19). В соответствии с ОСТ 24.09.09–75 различают два типа двухребордных установок: К2 РП — с приводным колесом и К2 РН — с неприводным колесом.

Тип К2 РП имеет три исполнения: 1) с одним концом вала со шпонкой; 2) с двумя концами вала (один со шпонкой, второй со шлицами); 3) с одним концом вала со шлицами. Наличие различного исполнения позволяет рассматривать разные варианты компоновки механизма передвижения.

### 2.2.2. Определение сопротивлений передвижению тележек

Полное статическое сопротивление передвижению крана (тележки) при работе в помещении

$$W_{\text{СТАТ}} = W_{\text{ТР}} + W_{\text{У}},$$

где  $W_{\text{ТР}}$  — сопротивление сил трения;  $W_{\text{У}}$  — сопротивление от уклона путей.

При работе на открытом воздухе  $W_{\text{СТАТ}} = W_{\text{ТР}} + W_{\text{У}} + W_{\text{В}}$ ,  
где  $W_{\text{В}}$  — сопротивление ветровой нагрузки (ГОСТ 1451–77).

Сопротивление сил трения, приведенных к ободу ходового колеса,

$$W_{\text{ТР}} = \frac{G_{\Gamma} + G_{\Pi} + G_{\Gamma}}{D} (fd + 2\mu) K_{\text{Р}},$$

где  $G_{\Pi}$  — вес крюковой подвески;  $f$  — коэффициент трения в подшипниках колес:

Подшипники шариковый, роликовый, ..... 0,015  
исключая роликовый с коническими роликами ..... 0,020  
Роликовый с коническими роликами ..... 0,100  
Подшипник скольжения ..... 0,100

$d$  — диаметр посадки подшипника на вал ходового колеса;  $\mu$  — коэффициент трения качения колес по рельсу (табл. 19);  $K_{\text{Р}}$  — коэффициент, учитывающий сопротивление трению реборд, для тележки  $K_{\text{Р}} = 2,5$ .

Сопротивление от уклона пути  $W_{\text{У}} = \alpha (G_{\Gamma} + G_{\Pi} + G_{\Gamma})$ , где  $\alpha$  — уклон рельсового пути (для кранов  $\alpha = 0,001$ , для тележки  $\alpha = 0,002$ ).

Таблица 19

Коэффициенты трения качения  $\mu$ , мм

Форма головки рельса	Диаметр колеса, см				
	20–32	40–56	63–70	80	90–100
Плоская	0,3	0,5	0,6	0,65	0,7
Закругленная	0,4	0,6	0,8	1,00	1,2

Среднее усилие ветра на кран (тележку)  $W_{\text{В}} = P_{\text{В}} S_{\text{К}}$ , где  $P_{\text{В}}$  — распределенная ветровая нагрузка на кран (тележку) и груз;  $S_{\text{К}}$  — расчетная площадь крана или груза.

$$P_{\text{В}} = q_{\text{В}} K_{\text{В}} C_{\text{В}} n_1.$$

Здесь  $q_{\text{В}}$  — динамическое давление на высоте 10 м над поверхностью земли;  $K_{\text{В}}$  — коэффициент высоты;  $C_{\text{В}}$  — коэффициент лобового сопротивления;  $n_1$  — коэффициент нагрузки.

Динамическое давление  $q_{\text{В}} = \rho V_{\text{В}}^2 / 2$ , где  $\rho$  — плотность воздуха,  $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$ ;  $V_{\text{В}}$  — скорость ветра у земли, м/с. Для рабочего состояния кранов, используемых в ветровых районах 1–4,  $q_{\text{В}} = 125 \text{ Па}$

по ГОСТ 1451–77. Соответственно коэффициенты  $K_B = 1,28$ ;  $C_B = 1$ ;  $n_1 = 1$ . Распределенная ветровая нагрузка  $P_B = 1,28 \cdot 125 = 160$  Па.

Расчетная площадь груза,  $m^2$ , может быть определена по формуле  $S_K = 0,1\sqrt{m_T}$ . Здесь  $m_T$  — масса груза, кг.

Таким образом, усилие ветра на тележку, Н,

$$W_B = 16(\sqrt{m_T} + \sqrt{m_T}),$$

где  $m_T$  — масса тележки, кг.

### 2.2.3. Расчет и выбор электродвигателя механизма передвижения тележки

Исходными данными при выборе электродвигателя являются статические и динамические нагрузки, приведенные к валу двигателя, параметры режима работы, время приложения статической и динамических нагрузок. Выбор электродвигателя производится в соответствии с ОСТ 24.090.85–88, который предусматривает вычисления расчетной мощности  $P_p$ , необходимой для разгона крана (тележки):

$$P_p = P_{CT} + P_{дин},$$

где  $P_{CT}$ ,  $P_{дин}$  — мощность, затрачиваемая на преодоление статических и динамических нагрузок соответственно.

Таким образом, расчетная мощность  $P_p$ , кВт, двигателя механизма передвижения тележки [4, 6] при работе в помещении по условиям пуска с заданным ускорением

$$P_p = \frac{1}{K_1 \gamma_{п}} \left[ \frac{(m_T + m_{\Gamma}) v_T a' a}{10^3 \eta_{исх}} + P_{CT} \right],$$

где  $v_T$  — скорость движения тележки, м/с;  $a'$  — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс механизма,  $a' = 1,15$ ;  $a$  — допускаемое ускорение тележки, м/с<sup>2</sup>, (табл. 20);  $K_1$  — коэффициент использования двигателя по пусковому моменту,  $K_1 = 0,7$  (для асинхронных двигателей с фазным ротором);  $\gamma_{п}$  — кратность отношения максимального пускового момента двигателя к номинальному,  $\gamma_{п} = 2,5$  [6];  $\eta_{исх}$  — КПД механизма;  $P_{CT}$  — мощность, кВт, затрачиваемая на преодоление статических сопротивлений.

Пренебрегая массой крюковой подвески ввиду ее малости, получим

$$P_{CT} = \frac{(W_{TP} + W_y) v_T}{10^3 \eta_{исх}} = \frac{g v_T (m_{\Gamma} + M_T)}{10^3 \eta_{исх}} \left[ \frac{(fd + 2\mu) K_p}{D} + \alpha \right];$$

где  $g$  — ускорение силы земного притяжения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $m_{\Gamma}$ ,  $M_T$  в килограммах;  $d$ ,  $\mu$ ,  $D$  в миллиметрах.

Таблица 20

Допускаемые ускорения движения тележек, м/с<sup>2</sup>

Назначение крана	Грузоподъемность крана, т		
	До 3,2	3,2–12,5	Свыше 12,5
Перегрузка штучных грузов с помощью приводного захвата	0,10	0,10	0,10
При ручной строповке	0,20	0,15	0,10
Монтажные работы	0,10	0,07	0,05

По расчетной мощности  $P_p$  выбирается двигатель из условия  $P_{\text{НОМ.1}} > P_p$ , где  $P_{\text{НОМ.1}}$  — номинальная мощность двигателя по каталогу при ПВ = 40 % вне зависимости от заданного режима работы.

Кроме указанного, расчетная мощность электродвигателя определяется по тепловому режиму для принятой системы электропривода и заданного режима работы:  $P_{\text{НОМ.Т}} \geq \frac{P_{\text{СТ}}}{K_T}$ , где  $P_{\text{СТ}}$  — статическая мощность;

$K_T$  — коэффициент выбора системы электропривода (табл. 21).

По мощности выбирается двигатель из условия

$$P_{\text{НОМ.2}} > P_{\text{НОМ.Т}},$$

где  $P_{\text{НОМ.2}}$  — номинальная мощность двигателя по каталогу при заданном режиме работы.

Из двух предварительно выбранных двигателей с  $P_{\text{НОМ.1}}$  и  $P_{\text{НОМ.2}}$  окончательно принимают двигатель большей мощности.

Таблица 21

Значение  $K_T$  для выбора системы электропривода [6]

Система электропривода	Механизмы передвижения и поворота			
	3М	4М	5М	6М
Асинхронный электропривод:				
односкоростной	0,2	—	—	—
с фазным ротором при торможении	0,75	0,65	0,35	0,2
с фазным ротором при динамическом торможении	0,90	0,85	0,50	0,30
Центральный привод постоянного тока с параметрическим регулированием	1,25	0,85	0,50	0,30

### 2.2.4. Выбор передачи

Передачу выбирают исходя из предварительно намеченной кинематической схемы механизма. Как правило, в механизмах передвижения тележки удастся обойтись без открытой передачи, с помощью стандартного редуктора. Широкое применение находят вертикальные редукторы типа ВКУ, ВК, закрепляемые на вертикальной плите, и навесные редукторы ЦЗ вк, ВКН, которые крепятся на валу ходового колеса (см. рис. 8 и рис. 9). Технические данные вертикальных редукторов приведены в прил. 11–13.

Типоразмер редукторов выбирают по методике, аналогичной изложенной для механизма подъема груза, за исключением значения коэффициента  $K_1$ , который для механизма передвижения равен 1800, как механизма, работающего с двусторонней нагрузкой.

Типоразмер редуктора выбирают по каталогу путем сравнения эквивалентного (равноценного) вращающего момента на выходном валу  $T_E$  с ближайшим бóльшим номинальным вращающим моментом редуктора  $T_{н.р}$  при соответствующих режиме работы и передаточном числе.

Необходимое передаточное число редуктора

$$U_p = \frac{\pi n_{дв} D}{v_T},$$

где  $n_{дв}$  — частота вращения вала двигателя, об/мин<sup>-1</sup>;  $D$  — диаметр ходового колеса, м;  $v_T$  — скорость тележки, м/мин.

### 2.2.5. Выбор тормоза

Согласно правилам Ростехнадзора тормоза в механизмах передвижения должны устанавливаться в следующих случаях:

- машина работает на открытом воздухе;
- машина, предназначенная для работы в помещении, передвигается по пути, уложенному на полу;
- машина, предназначенная для работы в помещении на надземном рельсовом пути, перемещается со скоростью более 0,53 м/с.

Расчетный тормозной момент механизма при работе крана в закрытом помещении определяется для движения без груза под уклон в положении, когда реборды колес не задевают за головки рельсов

$$T_{ТОР} = T_{у.0} + T_{н.0} - T_{тр.0},$$

где  $T_{у.0}$ ,  $T_{н.0}$ ,  $T_{тр.0}$  — соответственно моменты, приведенные к валу тормоза, создаваемые уклоном, инерцией тележки и силами трения в ходовых колесах.

Эти параметры можно определить по следующим зависимостям:

$$T_{y.0} = \frac{W_{y.0} D \eta_p}{2U_p}; \quad T_{H.0} = \frac{W_{H.0} D \eta_p}{2U_p}; \quad T_{TP.0} = \frac{W_{TP.0} D}{2U_p \eta_p},$$

где  $W_{y.0}$ ,  $W_{H.0}$ ,  $W_{TP.0}$  — сопротивления передвижению тележки без груза, создаваемые уклоном пути, инерцией тележки и трением в ходовых колесах соответственно;  $\eta_p$  — КПД редуктора;  $U_p$  — передаточное число редуктора.

Сопротивления движению тележки определяются по формулам:

$$W_{y.0} = aG_T, \quad W_{H.0} = a\delta m_T, \quad W_{TP.0} = \frac{G_T(fd + 2\mu)K_{TP}}{D},$$

где  $a$  — допускаемое замедление (см. табл. 16); значения параметров  $G_T, f, d, \mu$  приведены выше;  $\delta$  — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс механизма. При скорости передвижения меньше 1 м/с  $\delta = 1,25$ , при скорости, равной 1 м/с и более,  $\delta = 1,15$ ;  $K_{TP}$  — коэффициент учитывающий сопротивление движению тележки от троллейного токовода,  $K_{TP} = 1,25$ .

Выбор типа и типоразмера тормоза производится по тем же принципам, что были изложены для механизма подъема груза.

### 2.2.6. Буферные устройства

В соответствии с требованием правил Ростехнадзора все грузоподъемные машины с машинным приводом, движущиеся по рельсовому пути, и их тележки для смягчения возможного удара об упоры или друг о друга должны быть снабжены соответствующим буферным устройством, устанавливаемым на концах пути тележек и мостов, а сами тележки и мосты должны быть снабжены буферами, которые крепят на мостах к концевым балкам или балансирам, а на тележках — к раме с двух боковых сторон или на мосту. В зависимости от массы тележки, крана, груза и скорости движения тележки или крана применяют деревянные, резиновые, пружинные или гидравлические буферы.

Деревянные буферы, изготавливаемые из дубовых, буковых или кленовых брусков, используют только на кранах с ручным приводом. Резиновые буферы весьма просты по конструкции, компактны, удобны в эксплуатации. Они имеют малую отдачу, т. к. 30–40 % кинетической энергии движущихся масс поглощается за счет внутреннего трения резины. Однако в силу ограниченной энергоемкости их применяют при скоростях наезда  $v$ , меньших либо равных 1 м/с.



Широкое применение в конструкции кранов получили пружинные буферы различных конструкций. Это обусловлено их относительно простой конструкцией, простотой обслуживания, надежностью работы при низких температурах. При работе пружинных буферов почти вся кинетическая энергия движущихся масс переходит в потенциальную энергию упругости пружины, которая возвращается в виде резкой отдачи. При сравнительно небольшой массе тележки применяют буферы двухстороннего действия (рис. 21, а). Укрепленные на тележке, они работают в обе стороны. При массе тележки, обладающей большой кинетической энергией, применяют односторонние буферы (рис. 21, б), устанавливаемые на балках моста.

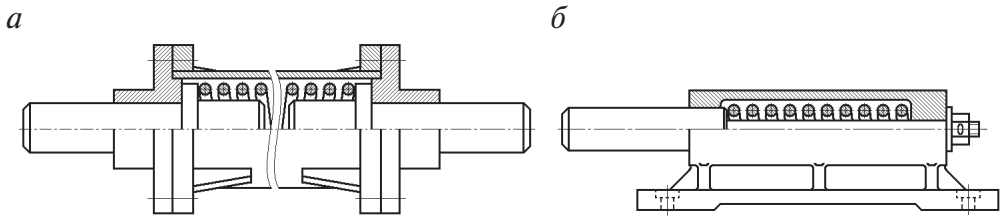


Рис. 21. Буферные устройства:

а — двухстороннего действия; б — односторонние

Пружинные буферы имеют сравнительно небольшую энергоемкость и большую длину; 1 кг пружины стали способен поглотить не более 200 Н·м кинетической энергии. Применение пружинных буферов целесообразно, если краны (тележки) имеют скорости в момент наезда на упоры не более 1,17 м/с.

На рис. 22 показана конструкция пружинного буфера, устанавливаемого на тяжелых кранах. Этот буфер имеет четыре пружины: две внутренние — 2 и две наружные — 1. Направление навивки каждой пары пружин встречное, чтобы устранить влияние закручивания торцов пружин при их нагружении. В пружинных буферах большая часть кинетической энергии удара переходит в потенциальную энергию сжатия пружины, поэтому работа пружинного буфера сопровождается отдачей, что является нежелательным явлением. Кроме того, пружинные буферы довольно громоздки. Способность пружинного буфера поглощать энергию можно существенно увеличить, применяя предварительно поджатые пружины. При этом снижается ход буфера и, следовательно, его габариты. Применение пружинных буферов целесообразно при скорости крана или тележки, не превышающей 70 м/мин.

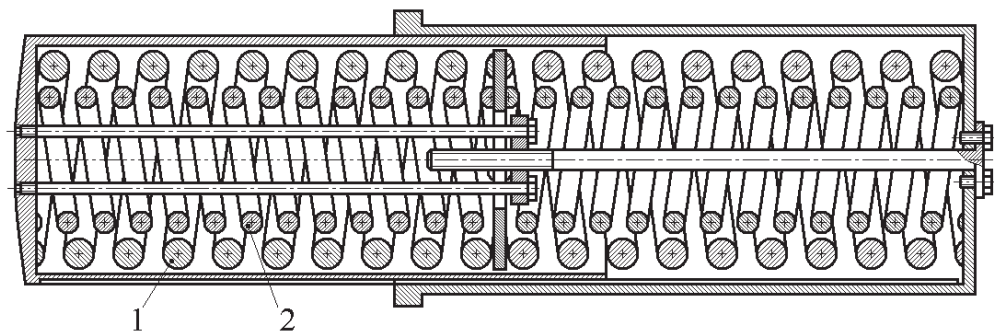


Рис. 22. Буфер пружинный

При более высокой скорости движения соответствующей установкой конечных выключателей достигается своевременное замыкание тормоза, снижающего скорость движения при подходе к упору до 70 м/мин.

Более рациональны гидравлические буферы, поглощающие значительно большую энергию удара и не имеющие отдачи. Энергия удара в этих буферах расходуется на продавливание рабочей жидкости через кольцевой зазор между отверстием в дне поршня и штоком (рис. 23) и почти целиком переходит в теплоту. Буфер состоит из корпуса 3, поршня 4, штока 5, возвратной пружины 6, наконечника 1 и ускорительной пружины 2. Рабочая жидкость заполняет внутреннюю часть поршня и при осадке буфера протекает через отверстие в дне поршня. Поскольку шток 5 имеет переменное сечение, то площадь кольцевого зазора между дном поршня и штоком изменяется, вследствие чего изменяется и сопротивление передвижению поршня. Путем подбора сечения можно получить различные закономерности замедления движения крана при остановке его буфером. Пружина 2 используется для создания плавного нарастания скорости движения поршня. В качестве рабочей жидкости применяют веретенное масло, если кран работает при нормальной температуре окружающей среды, и смесь спирта с глицерином — при работе в условиях пониженных температур.

Конструкции гидравлических буферов значительно компактнее пружинных. Их применение экономически оправдано при скорости движения, не превышающей 160 м/мин. При более высоких скоростях должны быть предусмотрены устройства, снижающие скорость движения до 160 м/мин при подходе крана к упору.

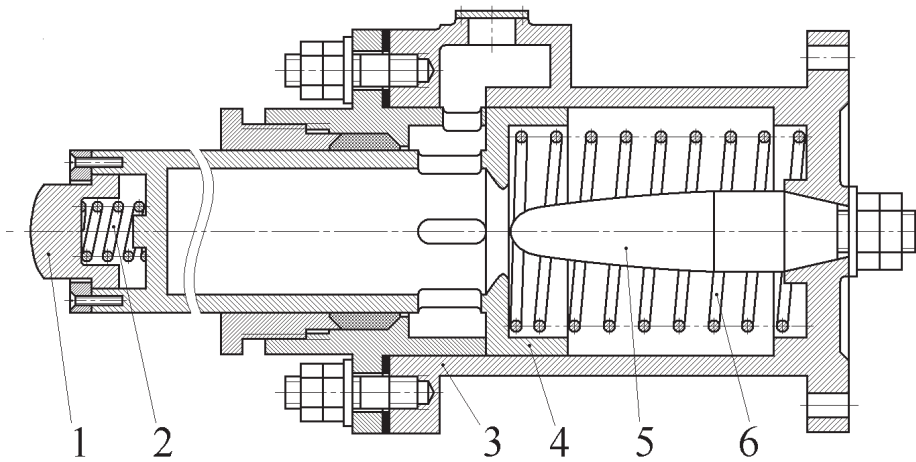


Рис. 23. Гидравлический буфер:

1 — наконечник; 2 — ускорительная пружина; 3 — корпус; 4 — поршень; 5 — шток; 6 — возвратная пружина

В последнее время вместо буферов все чаще используют специальные тупиковые устройства, у которых в конце пути рельс имеет плавный подъем и кинетическая энергия движущегося крана преобразуется в работу перемещения центра тяжести крана (или тележки) на некоторую высоту.

Для безопасной остановки с большими скоростями движения необходимо снабжать кран надежными тормозами и концевыми выключателями, снижающими скорость к моменту наезда на упор до  $v_b = 1,17$  м/с.

Гидравлические буферы (рис. 23) работают практически без отдачи. Они компактны, обладают большой энергоемкостью. Однако их применение ограничено из-за сложности конструкции и необходимости тщательного обслуживания при эксплуатации. Применение гидравлических буферных устройств достаточно экономично, если скорость наезда кранов на упоры не превышает 2,66 м/с.

Энергоемкость буферов определяют из условия поглощения ими кинетической энергии крана (тележки), наезжающего со скоростью  $v_b$ , причем при гибкой подвеске расчет ведется без учета массы груза, при жесткой — с грузом. Скорость наезда  $v_b$  на буфера определяют с учетом срабатывания конечного выключателя.

Нетрудно показать, что при установке упоров на середине пути торможения скорость крана (тележки) в момент наезда составит 0,707 от скорости, которую имел кран в момент отключения двигателя. Таким образом, для крана с гибкой подвеской груза

$$\frac{m_{\text{к(т)}} v_{\text{б}}^2}{2} = (W_{\text{тр}} + W_{\text{т}}') S + An,$$

где  $m_{\text{к(т)}}$  — масса крана (тележки);  $W_{\text{тр}}$  — сила сопротивления передвижению;  $W_{\text{т}}'$  — тормозная сила тормоза, приведенная к ободу ходовых колес;  $S$  — осадка штока буфера;  $A$  — энергоемкость буфера;  $n$  — число буферов;

Энергоемкость буферного устройства зависит от вида диаграммы, выражающей зависимость усилия буфера от его хода. Ее можно принять: для пружинных и приближенно для резиновых —  $0,5P_{\text{max}}S$ , для гидравлических —  $P_{\text{max}}S$ , где  $P_{\text{max}}$  — максимальное усилие, действующее при ударе.

При выборе стандартных буферов, для которых известна энергоемкость, можно пользоваться вышеприведенным уравнением.

При проектировании пружинных буферов исходными параметрами для расчета пружины являются: скорость крана (тележки) в момент наезда на буфера  $v_{\text{б}}$  — сила пружины при предварительной деформации при рабочей ее деформации  $P_{\text{max}}$ , рабочий ход пружины  $S$ , требуемая выносливость пружины — число циклов до разрушения.

Задаваясь значением предварительного поджатия пружины  $S_{\text{п}}$ , определяют силу пружины  $P_{\text{п}} = CS_{\text{п}}$ , где коэффициент жесткости пружины

$$C = \frac{m_{\text{к(т)}}}{n} \left( \frac{a_{\text{т}}^2 - wg^2}{v_{\text{б}}^2 - 2wgS_{\text{п}}} \right),$$

где  $a_{\text{т}}$  — принимаемое максимальное замедление крана (тележки) в процессе деформации буферов;  $w$  — коэффициент сопротивления движению крана (тележки),  $w = \frac{fd + 2\mu}{D}$ ;  $g$  — ускорение свободного падения.

Сила пружины при максимальной деформации и ее рабочий ход определяют по зависимостям:

$$P_{\text{max}} = \frac{m_{\text{к(т)}} (a_{\text{т}} - wg) (v_{\text{б}}^2 + 2wgS_{\text{п}})}{n (v_{\text{б}}^2 - 2wgS_{\text{п}})};$$

$$S = \frac{v_{\text{б}}^2 + 2wgS_{\text{п}}}{a_{\text{т}} + gw}.$$

Определив исходные данные, производят расчет пружин.

При проектировании гидравлических буферных устройств предпочтение отдают буферам с переменной площадью истечения жидкости, площадь кольцевой щели  $F_{\chi}$  в которых создается за счет разности площадей: постоянной площади отверстия в поршне  $F$  и переменной площади сечения штока  $F_{\text{шт}}$  (рис. 24).

Таким образом, проектирование гидравлического буфера прежде всего сводится к профилированию штока. Исходными параметрами являются: масса крана (тележки)  $m_{\text{К(Т)}}$ , допустимое замедление механизма  $a_{\text{Т}}$ , скорость наезда на буферы  $v_{\text{Б}}$ , принимаемые максимальное давление в цилиндре  $q_{\text{max}}$  и диаметр поршня  $D_{\text{П}}$ .

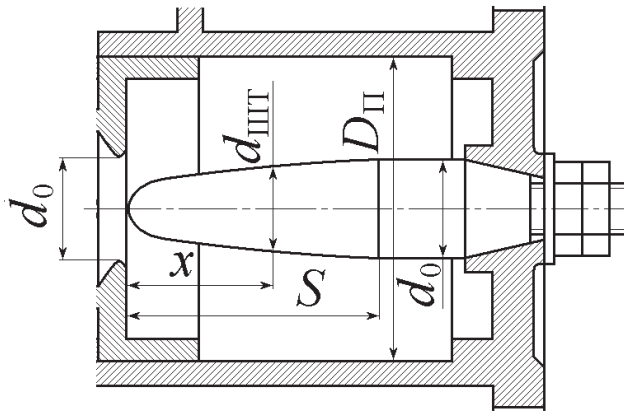


Рис. 24. Схема к проектированию гидравлического буфера

Необходимое гидравлическое сопротивление буфера,  $H$ ,  $P_{\Gamma \text{max}} = \frac{m_{\text{К(Т)}} a_{\text{Т}}}{n}$  и его ход (осадка)  $S_{\Gamma} = \frac{v_{\text{Б}}^2}{2a_{\text{Т}}}$ . Диаметр отверстия в дне поршня определяют по зависимости

$$d_0 = \sqrt{D_{\text{П}}^2 - \frac{4P_{\Gamma \text{max}}}{\pi q_{\text{max}}}}.$$

Скорость движения поршня определяют через начальную скорость

$$v_t = \frac{t_0 - t}{t_0} v_{\text{Б}} = \Delta v_{\text{Б}},$$

где  $t_0$  — время осадки буфера,  $t_0 = \frac{v_{\text{Б}}}{a_{\text{Т}}}$ ;  $\Delta$  — переменная величина, из-

меняющаяся от единицы до нуля при изменении скорости поршня от  $v_0$  до нуля.

Путь поршня, отсчитываемый от начала его движения во время осадки гидробуфера,  $x = S(1 - \Delta^2)$ , и переменная площадь кольцевой щели,  $\text{см}^2$ ,

$$F_x = \Delta \frac{v_b}{\sqrt{\frac{2gP_{\Gamma \max}}{k\delta_{\text{ж}}F_{\text{э}}^3}}},$$

где  $k$  — поправочный коэффициент общего учета гидropотерь и сужения струи  $k = 1,4 \dots 1,6$ ;  $\delta_{\text{ж}}$  — массовая плотность жидкости,  $\text{кг/дм}^3$ ;  $F_{\text{э}}$  — эффективная площадь поршня.

Искомое значения диаметра штока определяют по зависимости

$$d_{\text{шт}} = \sqrt{\frac{4}{\pi}(F_0 - F_x)}.$$

Профилирование регулирующего штока удобно вести с помощью таблицы, где значения  $\Delta = 1$  разбивают на интервалы, равные 0,1 а в местах разного изменения сечения штока — 0,05.

В качестве рабочей жидкости применяют несколько различных смесей. В частности, при работе гидробуфера в зимних условиях рекомендуется жидкость «Стеол», которая обладает антикоррозионными свойствами и не замерзает при температуре  $-30 \dots -35^\circ\text{C}$ . Она не горит и вполне взрывобезопасна. Для более низких температур используют жидкость «Стеол М».

### 2.2.7. Приборы и устройства безопасности

Приборы и устройства безопасности кранов должны соответствовать ФНП [3], государственным стандартам и другим нормативным документам.

Краны должны быть оборудованы ограничителями рабочих движений для автоматической остановки:

а) механизма подъема грузозахватного органа (кроме электрических талей, оснащенных муфтой предельного момента) в его крайних верхнем и нижнем положениях. Ограничитель нижнего положения грузозахватного органа может не устанавливаться, если по условиям эксплуатации крана не требуется опускать груз ниже уровня, указанного в паспорте;

б) механизма изменения вылета;

в) механизма передвижения рельсовых кранов (за исключением железнодорожных) и их грузовых тележек, если скорость крана (тележ-

ки) при подходе к крайнему положению может превысить 30 м/мин. Механизмы передвижения башенных, козловых кранов и мостовых кранов-перегрузателей должны быть оборудованы ограничителями независимо от скорости передвижения;

г) механизмов передвижения мостовых, козловых, консольных, порталных кранов или их грузовых тележек, работающих на одном крановом пути.

Указанные устройства должны устанавливаться также при необходимости ограничения хода любого механизма, например, механизма поворота, выдвижения телескопической секции стрелы или секций при монтаже крана, механизмов грузозахватного органа, подъема кабины.

Концевые выключатели, устанавливаемые на кране, должны включаться так, чтобы была обеспечена возможность движения механизма в обратном направлении. Дальнейшее движение в том же направлении допускается:

а) для механизма передвижения мостового крана при подходе к посадочной площадке или тупиковому упору с наименьшей скоростью, обеспечиваемой электроприводом;

б) для механизма опускания стрелы стрелового крана в транспортное положение (без груза).

Ограничитель механизма подъема груза или стрелы должен обеспечить остановку грузозахватного органа при подъеме без груза и зазор между грузозахватным органом и упором у электрических талей не менее 50 мм, у других кранов — не менее 200 мм. При скорости подъема груза более 40 м/мин на кране должен быть установлен дополнительный ограничитель, срабатывающий до основного ограничителя, переключающий схему на пониженную скорость подъема.

У грейферных кранов с отдельным приводом подъемной и замыкающей лебедок ограничитель должен отключать одновременно оба двигателя при достижении грейфером крайнего верхнего положения.

Ограничители механизмов передвижения (рис. 25 и 26) должны обеспечивать отключение двигателей механизмов на следующем расстоянии до упора:

- для башенных, порталных, козловых кранов и мостовых перегрузателей не менее полного пути торможения  $S$ ;
- для остальных кранов не менее половины пути торможения.



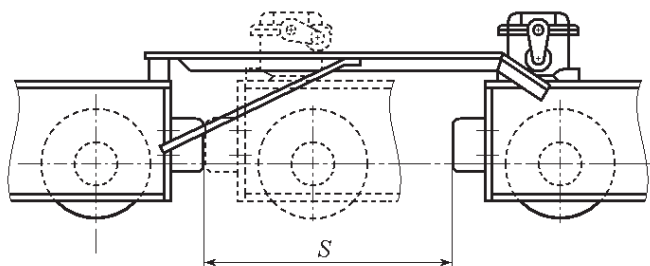


Рис. 25. Установка датчиков передвижения мостов кранов

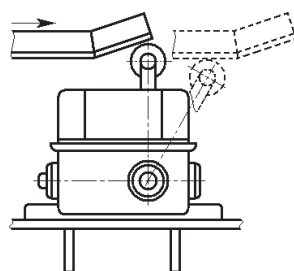


Рис. 26. Датчик

При установке взаимных ограничителей хода механизмов передвижения мостовых и консольных кранов, работающих на одном крановом пути, указанное расстояние может быть уменьшено до 500 мм. Путь торможения механизма должен быть указан предприятием-изготовителем в паспорте крана.

Краны мостового типа должны быть оборудованы ограничителями грузоподъемности (для каждой грузовой лебедки), если возможна их перегрузка по технологии производства. Краны с переменной по длине моста грузоподъемностью также должны быть оборудованы такими ограничителями. На рис. 27 представлена одна из часто применяемых конструкции ограничителей грузоподъемности.

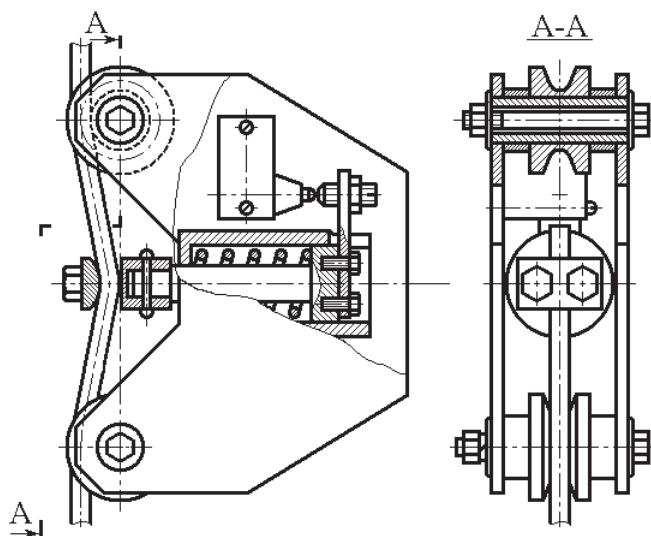


Рис. 27. Ограничитель грузоподъемности



Ограничитель грузоподъемности кранов мостового типа не должен допускать перегрузку более чем на 25 %.

После срабатывания ограничителя грузоподъемности должно быть возможно опускание груза или включение других механизмов для уменьшения грузового момента.

Краны мостового типа грузоподъемностью более 10 т и группы классификации (режима) не менее А6 по ИСО 4301/1, башенные краны грузоподъемностью более 5 т, порталные, железнодорожные и стреловые краны должны быть оборудованы регистраторами параметров их работы.

Краны, кроме управляемых с подвесного пульта, должны быть снабжены звуковым сигнальным устройством, звук которого должен быть хорошо слышен в зоне работы крана. При управлении краном с нескольких постов включение сигнала должно быть возможно с любого из них.

Краны мостового типа должны быть оборудованы устройством для автоматического снятия напряжения с крана при выходе на галерею. У кранов, работающих в помещении, троллеи с напряжением не более 42 В могут не отключаться. У мостовых кранов, вход на которые предусмотрен через галерею моста, такой блокировкой должна быть оборудована дверь для входа на галерею.

Дверь для входа и кабину управления, передвигающуюся вместе с краном, со стороны посадочной площадки должна быть снабжена электрической блокировкой, запрещающей движение крана при открытой двери. Если кабина имеет тамбур, то такой блокировкой снабжается дверь тамбура.

Краны, передвигающиеся по крановому пути на открытом воздухе, должны быть оборудованы противоугонными устройствами в соответствии с нормативными документами. Мостовые краны, работающие на открытом воздухе, противоугонными устройствами могут не снабжаться, если при действии на кран максимально допустимой скорости ветра, принимаемой по ГОСТ 1451 для нерабочего состояния крана, значение величины запаса торможения механизмов передвижения составляет не менее 1,2 согласно нормативным документам.

При использовании в качестве противоугонного устройства рельсовых захватов их конструкция должна позволять закрепление крана на всем пути его перемещения. Противоугонные устройства с машинным приводом должны быть оборудованы приспособлением для приведения их в действие вручную.

Краны, передвигающиеся по крановому пути, и их тележки для смягчения возможного удара об упоры или друг о друга должны быть снабжены упругими буферными устройствами.

Краны (кроме электрических талей) и грузовые тележки, передвигающиеся по крановому пути, должны быть снабжены опорными деталями на случай поломки колес и осей ходовых устройств.

Опорные детали должны быть установлены на расстоянии не более 20 мм от рельсов (ездовых балок), по которым передвигается кран (тележка), и должны быть рассчитаны на наибольшую возможную нагрузку на эти детали.

Правилами Ростехнадзора, а также стандартами СЭВ 725–77 на грузоподъемных кранах с электрическим приводом предусмотрена установка конечных выключателей для автоматической остановки:

- крана (тележки), если его (ее) скорость может превышать 0,533 м/с (по стандарту СЭВ — 0,5 м/с);
- механизма подъема грузозахватного устройства перед подходом к упору (рис. 28);
- при опасном сближении кранов;
- если с поста управления нельзя точно определить расстояние между буферами и упорами.

Для автоматической остановки механизмов применяют выключатели рычажного и шпindelного типа (рис. 29).

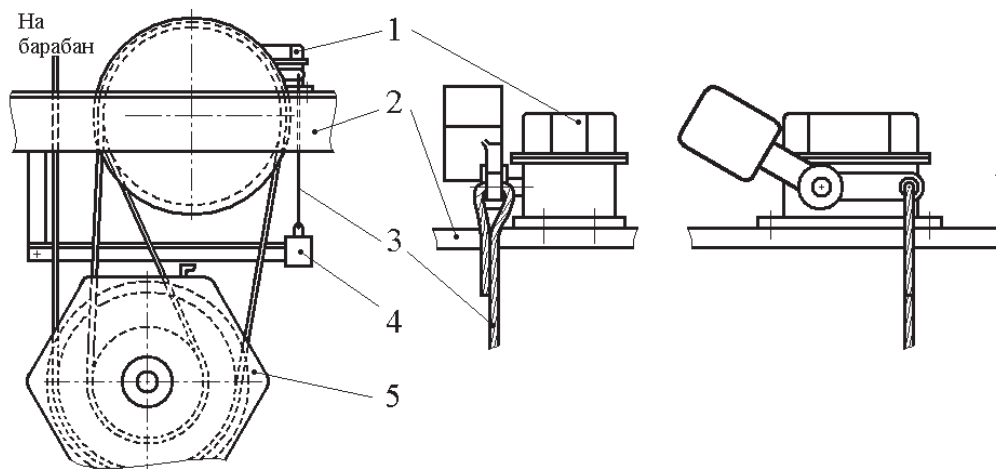


Рис. 28. Установка конечных выключателей ограничения высоты подъема груза:

- 1 — канат ограничителя; 2 — груз; 3 — рычаг; 4 — подвеска крюковая;  
5 — выключатель конечный

Рычажные выключатели обеспечивают чаще всего одностороннее ограничение. Они срабатывают при наезде линейки или специального упора движущегося механизма на рычаг неподвижного выключателя. Шпindelные выключатели применяют для случаев как одностороннего, так и двухстороннего ограничения. Привод их осуществляют от вращающихся валов механизмов.

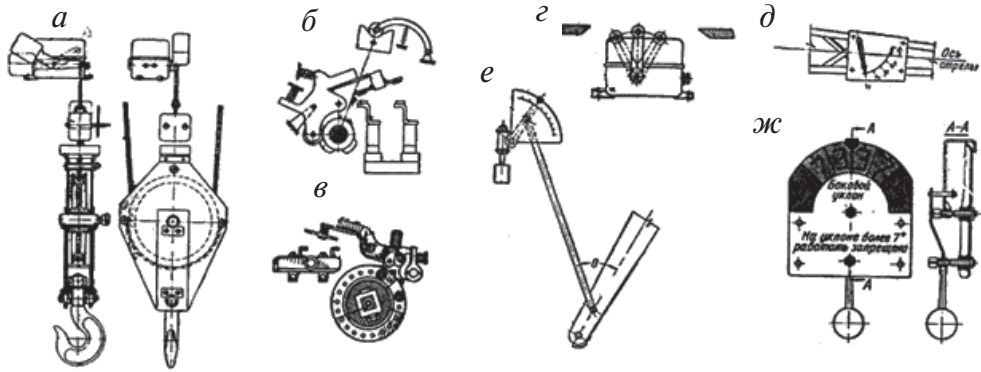


Рис. 29. Ограничители пути:

*a* — рычажный ограничитель высоты подъема; *б* — контактная система;  
*в* — круговой концевой выключатель; *г* — рычажный ограничитель передвижения;  
*д, е* — указатели вылета стрелы; *жс* — указатель крена (бокового наклона) крана

В зависимости от мощности электродвигателей выбирают способы их выключения путем непосредственного выключения силовой цепи или обеспечения цепи управления.

Первый способ применяют в маломощных электродвигателях или в случае, когда конечный выключатель срабатывает сравнительно редко. В этих случаях для выключения асинхронных двигателей применяют двухполюсные выключатели, для двигателей постоянного тока однополюсные.

При втором способе защиты механизма выключатель устанавливают в цепь питания катушки главного или реверсивного контактора. Концевые выключатели устанавливают в электрической цепи так, чтобы при их размыкании сохранялась цепь для обратного движения механизма.

Концевой выключатель механизма передвижения устанавливают таким образом, чтобы в момент выключения тока расстояние от буфера до упоров составляло не менее половины пути торможения.

## Тормозной путь

$$S_T = v_H \left( \frac{t_T}{2} + t_3 \right),$$

где  $v_H$  — номинальная скорость крана (тележки), м/с;  $t_T$  — время торможения, с;  $t_3$  — время отключения (затормаживания) тормоза, с:

Постоянный ток:

Короткоходовой привод с прямоходным электромагнитом ..... 0,2–0,5

Длинноходовой привод с соленоидным электромагнитом ..... 0,5–1,0

Переменный ток:

Короткоходовой привод с однофазным поворотным электромагнитом ..... До 0,02

Длинноходовой привод с трехфазным прямоходным электромагнитом ..... 0,006–0,2

То же с электрогидравлическим толкателем ..... 0,3–1,2

Для тележки, работающей в помещении,

$$t_T = \frac{\gamma \frac{J_1 n_{ДВ}}{9,549} + \frac{m_T D^2 n_{ДВ} \eta_{МЭХ}}{38,2 U^2}}{T_{Т.Р} + T_{Т.Р.0}},$$

где  $\gamma$  — коэффициент, учитывающий влияние маховых масс второго и последующих валов (принимают  $\gamma = 1,1 \dots 1,2$ );  $J_1$  — момент инерции масс, расположенных на первом валу механизма;  $n_{ДВ}$  — номинальная частота вращения электродвигателя, об/мин;  $m_T$  — масса тележки, кг;  $D$  — диаметр ходового колеса, м;  $\eta_{МЭХ}$  — КПД механизма;  $U$  — передаточное число механизма;  $T_{Т.Р}$  — тормозной момент тормоза, Н·м.

Приведенный к валу тормоза момент сопротивления передвижению тележки при торможении определяют по формуле

$$T_{Т.Р.0} = \frac{W_{Т.Р.0} D}{2 U_P \eta_{МЭХ}},$$

где  $W_{Т.Р.0}$  — сила сопротивления передвижению при работе без груза и коэффициенте трения реборд  $k_P$ , равном 1.

При небольших выбегах механизма применяют выключатель КУ 701, который снабжен механизмом самовозврата рычага. Поэтому линейка должна иметь достаточную длину, чтобы удерживать рычаг во включенном состоянии на всем пути остановки механизма.

Положение выключателя механизма передвижения тележки мостового крана определяют по зависимости (рис. 30)

$$l_B = l + 0,5l_B - 0,5l_{\text{Л}} + \Delta,$$

где  $l_B$  — расстояние выключателя от упора;  $l$  — регламентированный выбег тележки ( $l = 0,5S_T$ );  $l_{\text{Л}}$  — длина линейки, которая должна быть не менее половины тормозного пути тележки;  $\Delta$  — путь тележки за время поворота рычага выключателя. В большинстве случаев ввиду малости (60 мм для КУ 701) им можно пренебречь.

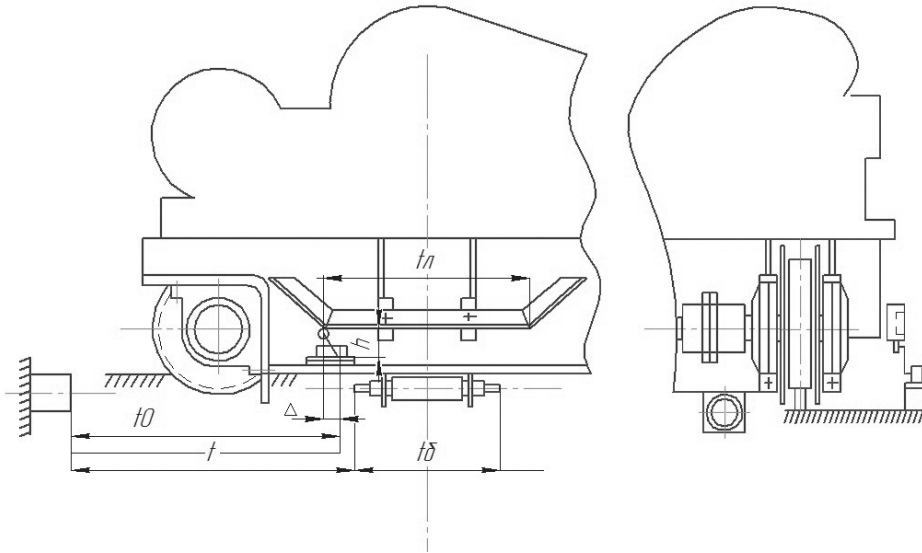


Рис. 30. Схема установки выключателя

Положение выключателя по высоте определяется в соответствии с размером  $h$ , который приводится в характеристике выключателя (для КУ 701  $h = (134 \pm 4)$  мм).

В тех случаях, когда механизм имеет большой тормозной путь и, следовательно, отключающая линейка получается больших размеров, применяют выключатель КУ 502, рычаг которого имеет фиксатор положения и выполнен двуплечим. При наезде выключающим упором, который невелик по сравнению с линейкой, рычаг поворачивается и остается в таком фиксированном положении. При ходе механизма в обратном направлении упор поворачивает рычаг выключателя в исходное положение.

Выключатели КУ 704 применяют при двухступенчатом ограничении, которое производится двумя последовательно выключающими пальцами. Их ставят на механизмах передвижения с последовательной остановкой двигателей. Выключатель КУ 706 предназначен для ограничения движения быстроходных кранов, имеет два рычага с боковых сторон

корпуса, на которые действуют короткие линейки: одна размыкает контакты выключателя, другая замыкает их при обратном движении крана.

Концевой выключатель 1 (рис. 31) механизма подъема срабатывает при достижении точкой А крюковой подвески 5 крайнего верхнего положения, определяемого двуплечим рычагом 2. Отключение механизма происходит после подъема крюковой подвеской груза 4, висящего на канате 3, закрепленном на одном из плеч рычага выключателя.

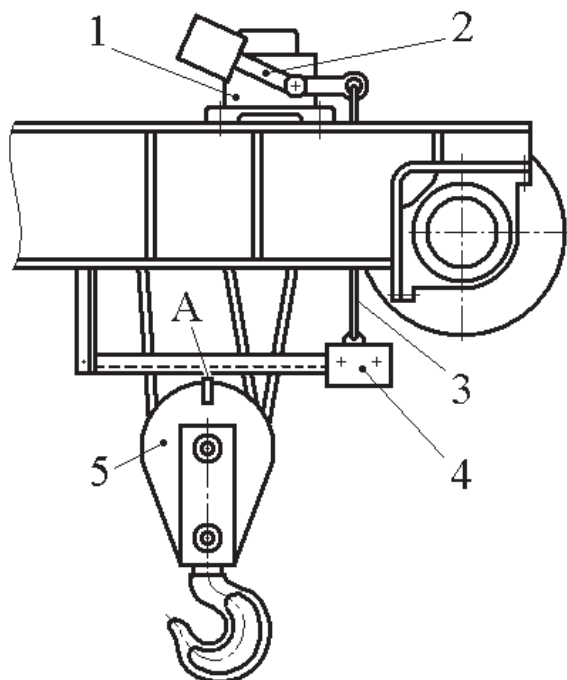


Рис. 31. Ограничитель высоты подъема груза:

1 — выключатель; 2 — двуплечий рычаг; 3 — канат; 4 — груз; 5 — подвеска

### 2.2.8. Ограждения

Легкодоступные находящиеся в движении части крана, которые могут послужить причиной несчастного случая, должны быть закрыты прочно укрепленными металлическими съемными ограждениями, допускающими удобный осмотр и смазку механизмов.

Обязательно должны быть ограждены:

- зубчатые, цепные и червячные передачи;
- соединительные муфты с выступающими болтами и шпонками, а также другие муфты, расположенные в местах прохода;

- барабаны, расположенные вблизи рабочего места крановщика или в проходах; при этом ограждение барабанов не должно затруднять наблюдение за навивкой каната на барабан;
- вал механизма передвижения крана мостового типа при частоте вращения 50 об/мин и более (при частоте вращения менее 50 об/мин этот вал должен быть огражден в месте расположения люка для выхода на галерею).

Ограждению подлежат также валы других механизмов грузоподъемных машин, если они расположены в местах, предназначенных для прохода обслуживающего персонала.

Ходовые колеса кранов, передвигающихся по крановому пути, (за исключением железнодорожных кранов) и их опорных тележек должны быть снабжены щитками, предотвращающими возможность попадания под колеса посторонних предметов. Зазор между щитком и рельсом не должен превышать 10 мм.

Неизолированные токоведущие части электрооборудования кранов (в том числе выключателей, подающих питание на троллеи или на питающий кабель), расположенные в местах, не исключающих возможность прикосновения к ним, должны быть ограждены.

Главные троллеи, расположенные вдоль кранового пути, и их токоприемники должны быть недоступны для случайного к ним прикосновения с моста крана, лестницы, посадочных площадок и других площадок, где могут находиться люди, что должно обеспечиваться соответствующим расположением проводов и токоприемников.

В местах возможного соприкосновения грузовых канатов с главными или вспомогательными троллеями крана должны быть установлены соответствующие защитные устройства.

Площадки и галереи, предназначенные для доступа и обслуживания кранов, концевые балки кранов мостового типа должны быть ограждены перилами высотой не менее 1000 мм с устройством сплошного ограждения понижу на высоту 100 мм и промежуточной связью, расположенной посередине проема.

Перила и ограждения понижу должны также устанавливаться с торцевых сторон тележки кранов мостового типа, а при отсутствии галереи — вдоль моста крана и с продольных сторон тележки.

На концевой балке и тележке мостового крана высота перил может быть уменьшена до 800 мм, если габариты здания не позволяют установить перила высотой 1000 мм.

### 3. Проверочные расчеты

---

#### 3.1. Проверка надежности пуска двигателя механизма подъема

---

При разгоне механизма пусковой момент двигателя преодолевает момент статических сопротивлений от веса груза с грузозахватом и моменты сил инерции поступательно и вращательно движущихся масс

$$T_{\text{ср.п}} = T_{\text{ст}} + T_{\text{и.п}} + T_{\text{и.вр}},$$

где  $T_{\text{ср.п}}$  — среднепусковой момент электродвигателя;  $T_{\text{и.п}}$  — момент сил инерции поступательно движущихся масс (груз и грузозахват);  $T_{\text{и.вр}}$  — момент инерции вращающихся масс (ротор двигателя, муфты, зубчатые колеса, барабан и т. п.).

Раскрыв значения моментов в приведенной формуле через начальные параметры, можно определить время разгона, с, по зависимости

$$t_p = \frac{\frac{\pi}{30} n_{\text{дв}} \left[ \gamma J_1 + \frac{(m_{\text{г}} + m_{\text{п}}) r_{\text{б}}^2}{K_{\text{п}}^2 U_{\text{р}}^2 \eta_{\text{мех}}} \right]}{T_{\text{ср.п}} - T_{\text{ст}}},$$

где  $n_{\text{дв}}$  — номинальная частота вращения двигателя по каталогу при заданном ПВ, об/мин;  $\gamma$  — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс, расположенных на втором, третьем и последующих валах механизма,  $\gamma = 1, 1 \dots 1, 2$ ;  $J_1$  — момент инерции вращающихся масс первого (быстроходного) вала, кг·м<sup>2</sup>;  $m_{\text{г}}$ ,  $m_{\text{п}}$  — масса груза и крюковой подвески соответственно, кг;  $r_{\text{б}}$  — радиус барабана по оси навиваемого каната, м;  $K_{\text{п}}$ ,  $U_{\text{р}}$  — кратность полиспаста и передаточное число редук-



тора;  $\eta_{\text{МЭХ}}$  — КПД механизма;  $T_{\text{СР.П}}$  — среднепусковой момент двигателя, Н·м,  $T_{\text{СР.П}} = T_{\text{ДВ.Н}} \psi_{\text{СР.П}}$ . Здесь  $T_{\text{ДВ.Н}} = 9554 \frac{P_{40}}{n_{40}}$ , где  $P_{40}$  — мощность

двигателя по каталогу при ПВ = 40 % вне зависимости от заданного режима работы, кВт;  $n_{40}$  — частота вращения двигателя по каталогу при ПВ = 40 %;  $\psi_{\text{СР.П}}$  — кратность среднепускового момента двигателей с фазным ротором,  $\psi_{\text{СР.П}} = 1,55$ ;  $T_{\text{СТ}}$  — момент статических сопротивлений, приведенный к валу двигателя, Н·м,  $T_{\text{СТ}} = \frac{g(m_{\Gamma} + m_{\Pi})r_{\text{Б}}}{U_{\text{Р}} K_{\Pi} \eta_{\text{МЭХ}}}$ .

Расчетное время разгона  $t_{\text{Р}}$  сравнивается с рекомендуемым  $t_{\text{РЕК}} = 1 \dots 2$  с [4, 5]. Время разгона более 2 с нежелательно, поскольку в это время двигатель работает с предельной нагрузкой. При  $t_{\text{Р}}$  менее одной секунды детали механизма испытывают значительные инерционные нагрузки, что при частых пусках может привести к их поломкам.

### 3.2. Проверка электродвигателя механизма передвижения тележки на время разгона

Наибольшее время разгона наблюдается тогда, когда тележка транспортирует номинальный груз, а уклон пути и ветер препятствуют движению. Расчет проводится по методике, аналогичной для механизма подъема.

При работе крана в помещении время разгона, с,

$$t_{\text{Р.ТР}} = \frac{\frac{\pi n_{\text{ДВ}}}{30} \left[ \gamma J_1 + \frac{(m_{\Gamma} + m_{\Pi}) r_{\text{К}}^2}{U_{\text{Р}}^2 \eta_{\text{МЭХ}}} \right]}{T_{\text{СР.П}} - T_{\text{СТ.1}}},$$

где значения параметров  $n_{\text{ДВ}}$ ,  $\gamma$ ,  $J_1$ ,  $m_{\Gamma}$ ,  $U_{\text{Р}}$ ,  $\eta_{\text{МЭХ}}$ ,  $T_{\text{СР.П}}$  те же, что и в формуле для механизма подъема;  $m_{\Pi}$  — масса тележки, кг;  $r_{\text{К}}$  — радиус ходового колеса, м;  $T_{\text{СТ.1}}$  — статический момент сопротивления движению, приведенный к валу двигателя,  $T_{\text{СТ.1}} = \frac{r_{\text{К}}(W_{\text{ТР}} + W_{\text{У}})}{U_{\text{Р}} \eta_{\text{МЭХ}}}$ ;  $W_{\text{ТР}}$ ,

$W_{\text{У}}$  — силы сопротивления трению и уклону, Н (см. пункт 2.2.2).

Время разгона тележки не должно превышать 5–6 с. По найденному времени разгона следует вычислить среднее ускорение и проверить, не превышает ли оно рекомендуемое (см. табл. 16 на с. 53).

### 3.3. Проверка механизма передвижения тележки на отсутствие буксования

В период пуска механизма передвижения приводные колеса, взаимодействуя с рельсами, приводят в движение тележку. Для получения нормальной работы при разгоне и торможении необходимо, чтобы приводные колеса перекатывались по рельсам без скольжения (пробуксовки). Поэтому при расчете механизмов передвижения нужно выдержать определенное соотношение между силами сцепления ходовых колес с рельсами и движущей силой, приложенной к ободьям этих колес. Расчетным случаем является работа без груза, когда усилие на приводные колеса будет уменьшенным, а следовательно, уменьшена будет и сила сцепления колес с рельсами. Работа в период пуска без проскальзывания приводных ходовых колес обеспечивается при соблюдении неравенства  $W_{\text{сц}} > W_{\text{с.о}} + W_{\text{н.о}}$ , или

$$W_{\text{сц}} \geq K_{\text{зап}} (W_{\text{с.о}} + W_{\text{н.о}}), \quad (5)$$

где  $W_{\text{сц}}$  — сила сцепления колес с рельсами,  $W_{\text{сц}} = G_{\text{сц}}\varphi$ . Здесь  $G_{\text{сц}}$  — вес тележки, приходящийся на приводные колеса,  $G_{\text{сц}} = G_{\text{т}} \frac{n_{\text{пр}}}{n_{\text{общ}}}$ , где

$G_{\text{т}}$  — вес тележки;  $n_{\text{пр}}, n_{\text{общ}}$  — число приводных колес и общее число колес соответственно;  $\varphi$  — коэффициент сцепления колеса с рельсом при работе крана в помещении,  $\varphi = 0,2$ ;  $K_{\text{зап}}$  — коэффициент запаса сцепления,  $K_{\text{зап}} \geq 1,2$ ;  $W_{\text{с.о}}$  — максимальная сила статического сопротивления,

$W_{\text{с.о}} = G_{\text{т}} \left( \frac{fd + 2\mu}{D_{\text{к}}} \right) K_{\text{р}} + G_{\text{т}}\alpha + W_{\text{в}}$ . Здесь  $\alpha$  — уклон пути;  $W_{\text{в}}$  — сила ве-

тра;  $W_{\text{н.о}}$  — сопротивление силам инерции массы тележки,  $W_{\text{н.о}} = \frac{G_{\text{т}}}{g} j$ .

Выражая параметры формулы (5) через исходные данные, а также принимая  $W_{\text{в}} = 0$  и  $\alpha = 0$ , получаем допустимое ускорение тележки  $j_{\text{доп}}$ :

$$j_{\text{доп}} = g \left[ \frac{n_{\text{пр}}}{n_{\text{общ}}} \left( \frac{\varphi}{K_{\text{зап}}} + f \frac{d}{D} \right) - \left( \frac{fd + 2\mu}{D} \right) K_{\text{р}} \right]. \quad (6)$$

Условие отсутствия буксования  $j_{\text{факт}} \leq j_{\text{доп}}$ , где  $j_{\text{факт}}$  — фактическое ускорение движения тележки, которое определяется по зависимости

$$j_{\text{факт}} = \frac{v_{\text{тф}}}{t_{\text{р}}}.$$

Здесь  $v_{\text{ТФ}}$  — фактическая скорость движения тележки;  $t_p$  — время разгона механизма (см. подглаву 3.2).

Допустимое замедление тележки при торможении (исключение явления юза) можно определить по формуле, аналогичной выражению

$$(6), j_{\text{ТОРМ}}^{\text{ДОП}} = g \left[ \frac{n_{\text{ПР}}}{n_{\text{ОБЩ}}} \left( \frac{\varphi}{K_{\text{ЗАП}}} - f \frac{d}{D} \right) + \left( \frac{fd + 2\mu}{D} \right) \right].$$

Условие отсутствия юза  $j_{\text{ТОРМ}}^{\text{ФАКТ}} \leq j_{\text{ТОРМ}}^{\text{ДОП}}$ , где  $j_{\text{ТОРМ}}^{\text{ФАКТ}} = \frac{v_{\text{ТФ}}}{t_{\text{T}}}$ . Здесь  $t_{\text{T}}$  —

фактическое время торможения.

### 3.4. Проверка ходовых колес по контактным напряжениям обода и рельса

Предварительно выбранные ходовые колеса тележек и кранов проверяют по напряжениям в контакте обода и рельса (ОСТ 24.090.44–82. «Колеса крановые. Выбор и расчет»).

Напряжение  $\sigma$ , МПа, в контакте обода колеса и рельса с выпуклой головкой определяют по формуле

$$\sigma = 7500 K K_1 \sqrt[3]{\frac{K_d P}{D_k^2}},$$

где  $K$  — коэффициент, зависящий от отношения радиуса закругления головки рельса  $r$  к диаметру колеса:

$r/D$ .....	$K$
0,3 .....	0,176
0,4 .....	0,157
0,5 .....	0,143
0,6 .....	0,137
0,7 .....	0,133
0,8 .....	0,127
0,9 .....	0,123
1,0 .....	0,119
1,1 .....	0,117
1,2 .....	0,113
1,3 .....	0,111
1,4 .....	0,106
1,5 .....	0,107
1,6 .....	0,105



Окончание табл. 22

Вид заготовки	Марка материала по ГОСТу	Вид термообработки	Твердость НВ по Бринеллю	$[\sigma_0]$ , МПа
Прокат	Сталь 75 и 65 Г, ГОСТ 14959–79; Сталь марки 1 и 2, ГОСТ 10791–81	Закалка, отпуск	350 320	920 860
Отливка	Сталь 55 Л, ГОСТ 977–75; Сталь 35 ГЛ, ГОСТ 977–75	Отжиг	190 210	560 600

Приведенное и полное число оборотов колеса за срок службы определяют по формулам

$$N = \Theta N_C; N_C = 36 \cdot 10^4 \frac{v_C}{\pi D} T_{\text{маш}},$$

где  $\Theta$  — коэффициент приведенного числа оборотов колеса;  $v_C$  — усредненная скорость передвижения колеса, м/с,  $v_C = \beta v$ . Здесь  $\beta$  — коэффициент, зависящий от отношения времени неустановившегося движения  $t_H$  (суммарное время разгона и торможения) к полному времени передвижения  $t$ :

$t_H/t$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\beta$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

$v$  — номинальная скорость передвижения, м/с;  $T_{\text{маш}}$  — машинное время работы колеса, ч, за срок службы (табл. 23).

Таблица 23

## Срок службы колеса

Характеристика срока службы	Группа режима работы по СТ СЭВ 2077–80		
	1–2	3–4	5–6
$T_{\text{маш}}$ , ч	1600	3200	12500
Ориентировочный срок службы, лет	12	8	4–5

Соответствие действительного срока службы колеса расчетному  $T_{\text{маш}}$  обеспечивается при норме точности установки колеса (угол перекоса его в горизонтальной плоскости)  $\beta \leq 0,0005$  и состоянии подкрановых путей, отвечающем требованиям Ростехнадзора. При этих

условиях срок службы колеса по ребордам  $T_p$  будет не меньше заданного срока службы  $T_{\text{МАШ}}$  по ободу. Значения  $\Theta$  определяют в соответствии с зависимостью

$$\Theta = \frac{N_1}{N_c} \left( \frac{P_1}{P} \right)^3 + \frac{N_2}{N_c} \left( \frac{P_2}{P} \right)^3 + \dots + \frac{N_n}{N_c} \left( \frac{P_n}{P} \right)^3,$$

где  $N_1, N_2, \dots, N_n$  — число оборотов колеса под нагрузкой  $P_1, P_2, \dots, P_n$  соответственно.

При отсутствии исходных данных по нагрузке колеса значения  $\Theta$  можно принять в зависимости от отношения минимальной нагрузки на колесо  $P_{\min}$  к максимальной нагрузке  $P$ :

$$\begin{array}{l} P_{\min}/P \dots 0,2 \dots 0,3 \dots 0,4 \dots 0,5 \dots 0,6 \dots 0,7 \dots 0,8 \\ \Theta \dots 0,16 \dots 0,19 \dots 0,24 \dots 0,30 \dots 0,38 \dots 0,49 \dots 0,63 \end{array}$$

Значение  $P_{\min}$  определяют путем расчета в случае, когда тележка без груза находится со стороны кабины моста крана.

## 4. Компонование механизмов на тележке

---

Расположение механизмов на раме тележки должно обеспечить ее минимальные габариты и массу, равномерную нагрузку на ходовые колеса при номинальном грузе на крюке. Если на тележке устанавливают два механизма подъема, то равномерности нагрузки на ходовые колеса добиваются при номинальном грузе на крюке главного подъема. Нагрузку на ходовые колеса в порожнем состоянии тележки с целью улучшить сцепление колес с рельсами стремятся распределить таким образом, чтобы на приводные колеса приходилась возможно большая нагрузка, чем на не приводные.

В результате компонования тележки должны быть получены:

- а) схема размещения механизмов на раме с размерами, определяющими их положение относительно рамы тележки;
- б) габариты тележки;
- в) схемы несущих элементов рамы, воспринимающих вертикальные нагрузки, (положение вертикальных листов, гнутых профилей и т. д.);
- г) положения центров тяжести тележки в порожнем состоянии и при работе с номинальным грузом;
- д) нагрузки на ходовые колеса тележки в порожнем состоянии и от веса груза.

При проектировании тележки мостового крана с одним механизмом подъема рекомендуется следующий порядок компонования.

1) На листе формата А4 нанести продольную ось тележки  $YY$  и перпендикулярную ей ось барабана (рис. 32).

2) Центр барабана механизма подъема поместить на ось  $YY$  с тем, чтобы ходовые колеса, расположенные с левой и правой стороны тележки, были одинаково загружены весом груза.

3) С одной из торцевых сторон барабана установить редуктор, выходной вал которого соединить с валом барабана. Здесь рекомендуется применять редуктор с выходным валом, выполненным в виде зубчатого венца. Однако точное положение редуктора относительно барабана можно получить только после конструктивной разработки этого соединения. С достаточной для компоновки точностью расстояние  $B$  между торцом барабана и боковой стенкой редуктора можно принять следующим:

Редуктор

типа Ц2            250 ..... 300 ..... 350 ..... 400 ..... 500 ..... 650 ..... 750 ..... 1000

Расстояние  $B$ ,

мм                    40 ..... 43 ..... 50 ..... 50 ..... 55 ..... 59 ..... 75 ..... 110

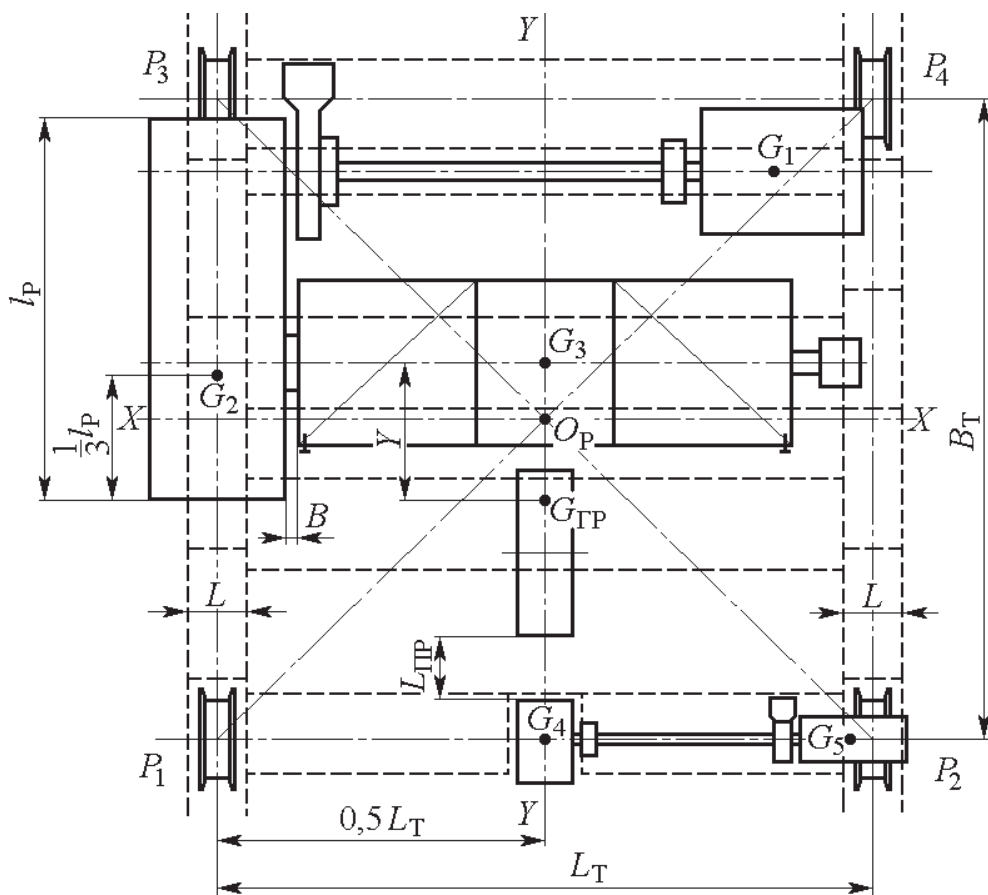


Рис. 32. Схема компоновки механизмов на тележке



4) Поскольку вертикальные нагрузки от веса оборудования (двигателей, редукторов и т. д.) и веса груза воспринимаются только вертикальными листами рамы тележки, то каждое из этих изделий должно опираться не менее чем на два вертикальных листа рамы тележки. Определив центр тяжести редуктора подъема — точку  $G_2$ , проводят пунктиром оси двух вертикальных листов рамы, образующих боковую хребтовую балку так, чтобы центр тяжести редуктора проходил между ними. Внутри этих листов устанавливают ходовые колеса тележки, рис. 33, назначая расстояние  $L$  (прил. 19) между листами в соответствии с размерами узла ходовых колес.

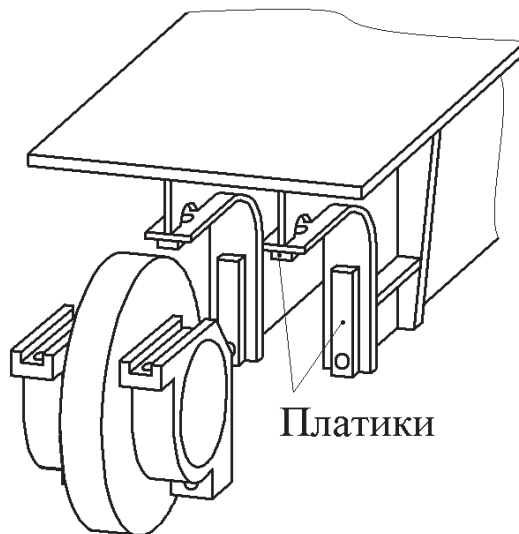


Рис. 33. Установка ходового колеса тележки

Таким образом определяется половина колеи тележки — расстояние от оси ходовых колес до оси  $YY$ . Откладывая такое же расстояние до второй пары колес, получают значение колеи тележки  $L_T$ . Здесь также намечают пунктиром положения вертикальных листов второй хребтовой балки.

5) Муфтой с промежуточным валом входной вал редуктора механизма подъема соединяется с валом двигателя, который устанавливается на правую (по рисунку) хребтовую балку. На редукторной полу-муфте устанавливается тормоз механизма подъема.

6) На данном этапе компоновки выбирают места схода канатов с барабана и места установки верхних блоков. Для удобства обслужи-

вания верхних (неподвижных и уравнивающего) блоков последние желательно устанавливать выше уровня настила рамы тележки.

В ряде конструкций при относительно небольшом межцентровом расстоянии редуктора расположить верхние блоки между барабаном и промежуточным валом не удастся, поэтому верхние блоки часто располагают со стороны, противоположной быстроходному валу. Теперь, избегая *S*-образного перегиба каната (что значительно повышает его выносливость), назначают место схода канатов с барабана со стороны промежуточного вала.

7) Привод механизма передвижения тележки устанавливают со стороны верхних блоков. Установка его со стороны промежуточного вала механизма подъема приведет к перегрузке неприводных колес и недогрузке приводных. Оставив место для прохода между верхними блоками и редуктором механизма передвижения  $L_{\text{пр}} \approx 500$  мм, устанавливают редуктор, двигатель, тормоз, промежуточный вал и муфты. На схеме рис. 32 в механизме передвижения применен редуктор типа ВК, который устанавливается в середине колеи тележки. При использовании редукторов типа ЦЗвк их навешивают на вал колеса с боковой стороны тележки (см. рис. 18).

8) Неприводные колеса устанавливают со стороны промежуточного вала механизма подъема. Их положение должно быть таким, чтобы габариты двигателя, редуктора и тормоза механизма подъема не выходили за пределы рамы тележки. Установка ходовых колес определяет базу тележки  $B_{\text{т}}$ . Поделив ее пополам, проводят поперечную ось симметрии  $XX$ .

9) Пунктиром прочерчивают поперечные вертикальные листы в непосредственной близости от действующих вертикальных нагрузок: веса груза, веса двигателя, редуктора и барабана механизма подъема и т. д.

10) Находят координату  $Y$  (рис. 34) центра тяжести груза  $G_{\text{гр}}$  относительно оси  $O_1$  барабана. Эта координата определяется по равновесному положению оси  $O_3$  крюковой подвески под действием веса груза  $G_{\text{гр}}$  и усилий  $S_1$ – $S_4$  от натяжений ветвей канатов полиспаста механизма подъема. Искомое положение находится из решения системы уравнений, описывающих равновесие проекций указанных сил на горизонтальную ( $X$ ) и вертикальную ( $Y$ ) оси, проходящие через точку  $O_3$ :

$$\sum X = 0 = (S_2 + S_4) \sin \beta + S_3 \sin \gamma - S_1 \sin \alpha ; \quad (7)$$

$$\sum Y = 0 = S_1 \cos \alpha + S_2 \cos \beta + S_3 \cos \gamma + S_4 \cos \beta - G_{\text{гр}} . \quad (8)$$

Пренебрегая на данном этапе компонования потерями на трение в подшипниках блоков полиспаста, устанавливаем, что значения усилия во всех канатах полиспаста одинаковы и равны  $S$ . Учитывая, что число канатов сдвоенного полиспаста, на которых висит груз, равно  $2u_{\Pi}$  ( $u_{\Pi}$  — кратность полиспаста), находим соотношения между усилиями  $S_1$ – $S_4$  и  $S$ :

$$S_1 = 2S; \quad (9)$$

$$S_2 = (u_{\Pi} - 2)S; \quad (10)$$

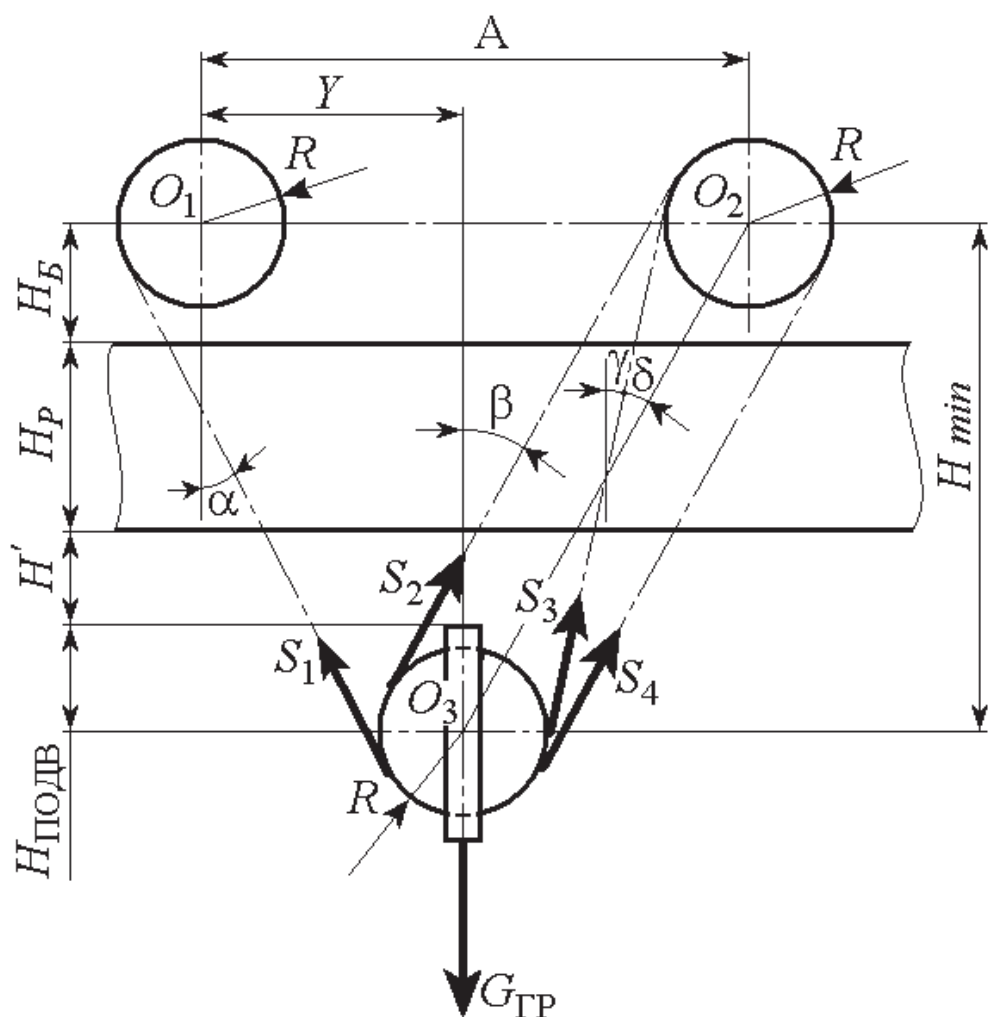


Рис. 34. Схема к определению координаты положения веса груза  $G_{гр}$

$$S_3 = S; \quad (11)$$

$$S_4 = (u_{\Pi} - 1)S. \quad (12)$$

В зависимости от принятого решения о величинах  $A$  и  $H$ , установив в первом приближении равными  $R$  радиусы барабана и блоков полиспаста, можно определить углы наклонов канатов полиспаста  $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{X}{H}; \quad (13)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{A - X}{H}; \quad (14)$$

$$\beta = \gamma + \delta; \quad (15)$$

$$\sin \delta = \frac{2R}{\sqrt{(A - X)^2 + H^2}}. \quad (16)$$

Таким образом, система десяти уравнений, описанная формулами (7)–(16), содержит десять неизвестных:  $S_1, S_2, S_3, S_4, \alpha, \beta, \gamma, \delta, X, S$  — и может быть однозначно разрешена относительно  $X$ .

При рассмотрении системы приведенных уравнений видно, что искомая величина  $X$  непостоянна и зависит от расстояния  $H$  между горизонтальным отрезком  $O_1O_2$  и осью  $O_3$  блоков крюковой подвески. В свою очередь,  $H$  изменяется от наименьшей величины  $H_{\min}$ , соответствующей наивысшему расположению оси крюковой подвески, до наибольшей, равной  $H_{\min} + H_{\Pi}$ , где  $H_{\min} = H_{\text{Б}} + H_{\text{Р}} + H' + H_{\text{ПОДВ}}$ . Здесь  $H_{\text{Б}}$  — высота расположения оси вала барабана над рамой тележки (определяется по высоте расположения оси вала редуктора);  $H_{\text{Р}}$  — высота рамы тележки, ее принимают равной  $1/8$ – $1/5$  от ориентировочно принятой базы тележки;  $H'$  — расстояние от подвески в ее верхнем положении до металлоконструкции тележки (регламентируется ФНП [3]),  $H' = 200$  мм;  $H_{\text{ПОДВ}}$  — расстояние от оси до крайней верхней точки подвески.  $H_{\Pi}$  — номинальная высота подъема.

Приведенная выше система уравнений может быть решена графическим [7] или любым числовым методами последовательного приближения, а также аналитически. Все эти способы хотя и просты, но довольно трудоемки. С достаточной для практического применения точностью при оговоренных здесь условиях и упрощениях координата  $X$  центра тяжести груза  $G_{\text{ГР}}$  может быть получена из соотношения  $X = A - \frac{A + R}{u_{\Pi}}$ .

11) Определяют центр тяжести рамы тележки  $O_p$ , который с достаточной степенью точности можно считать расположенным на пересечении диагоналей, соединяющих ходовые колеса. Вес рамы определяется разностью между ранее принятым весом тележки (см. пункт 2.2.1) и общим весом установленного на ней оборудования.

12) Далее координируются центры тяжести оборудования, находящегося на раме, причем вес двигателей, барабана, вертикального редуктора прикладывают в геометрическом центре соответствующих изделий. Вес тормозов, промежуточных валов и муфт по сравнению с весом груза невелик, поэтому при определении вертикальных усилий, действующих на ходовые колеса, их вес можно не учитывать. Вес горизонтального редуктора прикладывают на расстоянии  $1/3$  длины редуктора со стороны тихоходного вала.

13) Теперь можно определить координаты центра тяжести порожней тележки (точка  $O_T$ ) с учетом веса рамы  $G_p$ , двигателей  $G_1$  и  $G_5$ , редукторов  $G_2$ ,  $G_4$  и барабана  $G_3$ :

$$x_T = \frac{\sum G_i x_i}{\sum G_i}; \quad y_T = \frac{\sum G_i y_i}{\sum G_i},$$

где  $G_i$  — вес отдельных сборочных единиц;  $x_i, y_i$  — координаты точек их приложения.

14) Зная координаты веса груза и веса порожней тележки, определяют вертикальную нагрузку, действующую на ходовые колеса:

$$\text{от веса груза } P_{1Г} = \frac{G_{ГР}}{4} \left( 1 - \frac{2y_{ГР}}{B_T} \right); \quad P_{2Г} = \frac{G_{ГР}}{4} \left( 1 - \frac{2y_{ГР}}{B_T} \right);$$

$$P_{3Г} = \frac{G_{ГР}}{4} \left( 1 + \frac{2y_{ГР}}{B_T} \right); \quad P_{4Г} = \frac{G_{ГР}}{4} \left( 1 + \frac{2y_{ГР}}{B_T} \right)$$

и от веса порожней тележки

$$P_{1Т} = \frac{G_T}{4} \left( 1 - \frac{2y_T}{B_T} - \frac{2x_T}{L_T} \right); \quad P_{2Т} = \frac{G_T}{4} \left( 1 - \frac{2y_T}{B_T} + \frac{2x_T}{L_T} \right);$$

$$P_{3Т} = \frac{G_T}{4} \left( 1 + \frac{2y_T}{B_T} - \frac{2x_T}{L_T} \right); \quad P_{4Т} = \frac{G_T}{4} \left( 1 + \frac{2y_T}{B_T} + \frac{2x_T}{L_T} \right),$$

где  $y_{ГР}$  — координаты веса груза относительно оси  $xx$ ;  $y_T$  — координаты веса тележки относительно оси  $xx$ ;  $x_T$  — координаты веса тележки относительно оси  $yy$ .

Полная статическая нагрузка на ходовые колеса в груженом состоянии

$$P_1 = P_{1Т} + P_{1Г}; P_2 = P_{2Т} + P_{2Г}; \quad P_3 = P_{3Т} + P_{3Г}; P_4 = P_{4Т} + P_{4Г}.$$

Как уже отмечалось, при компоновании тележки стремятся к равномерному распределению нагрузок на колеса. Поэтому, если разница в статической нагрузке на колеса составляет больше 15 %, изменяют расположение неприводных колес или верхних блоков. Наиболее существенное перераспределение нагрузок на ходовые колеса может быть осуществлено за счет изменения места расположения верхних блоков, опоры которых воспринимают нагрузку от веса груза примерно в  $(u_{\Pi} - 1)$  раз больше, чем опоры барабана ( $u_{\Pi}$  — кратность полиспаста).

Окончательно прорабатывают раму тележки, при этом обязательно должно быть обеспечено отсутствие задевания канатов за вертикальные листы рамы.

## 5. Конструирование механизмов

---

При рабочем проектировании механизмов и машин обязательными конструкторскими документами являются спецификации, чертежи деталей и сборочные чертежи.

### 5.1. Спецификации

---

В соответствии с ГОСТ 2.108–68 спецификация — это основной конструкторский документ для любой сборочной единицы комплекта или комплекса, т. к. она определяет состав изделия. К каждому сборочному чертежу разрабатывается отрывная спецификация. Угловая спецификация, располагаемая на чертеже, в настоящее время применяется лишь для сборочных единиц, состоящих из небольшого числа составных частей, чертежи которых выполняются на листе формата А4.

Спецификация необходима не только для определения состава сборочной единицы, но и для изготовления, комплектования конструкторских документов и планирования запуска в производство указанных изделий. По отношению к сборочным чертежам спецификация является первичным документом, в котором сборочный чертеж входит в раздел «Документация».

При работе над конструкцией в первую очередь необходимо решить, из каких самостоятельных сборочных единиц, деталей, стандартных изделий и материалов будет состоять разрабатываемое изделие (сбо-

рочная единица). Совершенно очевидно, что до завершения разработки чертежа изделия полная спецификация составлена быть не может. В связи с этим на первом этапе разработки конструкции на основании изучения аналогов, литературы должен быть составлен примерный перечень самостоятельных более мелких сборочных единиц и деталей, из которых будет состоять изделие: кран, тележка, механизм, металлоконструкция и т. д.

При разделении разрабатываемой сборочной единицы на более мелкие самостоятельные узлы, детали, стандартные изделия, желательно руководствоваться принятой технологией сборки подобных изделий.

Под самостоятельной сборочной единицей обычно понимается такое изделие, которое может быть собрано независимо от других изделий и в готовом виде поступит на сборку более крупной сборочной единицы. Применительно к кранам такими изделиями обычно являются унифицированные крюковые подвески, верхние блоки и балансиры, канатные барабаны, ходовые колеса или балансиры тележки, редукторы, тормоза, буферы, рамы тележек, крановые несущие металлоконструкции или их отдельные крупные части, состоящие, в свою очередь, из ряда сборочных единиц в зависимости от типа крана, а также стандартные изделия: двигатели, концевые выключатели и др.

Специфическая особенность кранов — их механизмы обычно не имеют собственной рамы и монтируются непосредственно на раме тележки или металлоконструкции крана. Таким образом, механизмы формально не могут быть собраны независимо от другой сборочной единицы — металлоконструкции. Тем не менее в практике проектирования их обычно принято рассматривать как самостоятельные сборочные единицы. Это упрощает спецификации и позволяет разрабатывать на каждый механизм самостоятельный достаточно простой сборочный чертеж, на котором не заказываемая в спецификации сборочная единица обозначена тонкими линиями как обстановка. Итак, спецификация отражает (или определяет) технологию сборки изделия. Наиболее целесообразно собирать каждую сборочную единицу из минимального числа элементов, т. е. производить сборку из крупных блоков. В связи с этим при составлении спецификации необходимо стремиться к целесообразному минимуму позиций, содержащихся в ней.



## 5.2. Сборочные чертежи и принципы их построения

Сборочный чертеж в соответствии с ГОСТ 2.109–73 «Правила выполнения чертежей деталей, сборочных единиц, общих видов, габаритных и монтажных» должен содержать:

- изображение сборочной единицы, дающее представление о расположении и взаимной связи составных частей, соединяемых по данному чертежу и обеспечивающих возможность осуществления сборки и контроля сборочной единицы;
- размеры, предельные отклонения и другие параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы в соответствии с данным чертежом;
- номера позиций составных частей, из которых состоит данная сборочная единица;
- указания о характере сопряжений деталей, выполняемых по данному чертежу;
- габаритные, установочные, присоединительные и необходимые справочные размеры, а также определяемые требованиями техники безопасности;
- основные характеристики изделия (при необходимости), если они не указаны в другом документе, например, на габаритном чертеже, в технических условиях и др.

Таким образом, основное производственное назначение сборочного чертежа — указание о сборке (монтаже) изделия из отдельных входящих в него элементов: сборочных единиц, деталей и стандартных изделий, перечисленных в спецификации. Исходя из этого назначения чертежа определяют необходимое количество проекций, видов, разрезов и сечений, а также масштабы их изображений.

Сборочный чертеж показывает конфигурацию, габариты, присоединительные элементы, взаимное расположение и способ соединения сборочных единиц, деталей и стандартных изделий, перечисленных в спецификации. Кроме того, сборочный чертеж решает еще одну важную задачу: он является отправной точкой для дальнейшего проектирования сборочных единиц и деталей, входящих в состав изделия, изображенного на данном чертеже. Наконец, сборочный чертеж дает информацию о присоединительных элементах, т. е. о тех, посредством которых данное изделие присоединяется к другим или взаимодействует с ними.

Итак, содержание и объем сборочного чертежа в решающей степени зависят от спецификации, т. к. чертеж должен в первую очередь показать взаимное расположение и способ соединения тех элементов, которые перечислены в спецификации.

На сборочном чертеже решается еще одна важная задача: он является основой для разработки чертежей более мелких сборочных единиц и деталей. Поэтому на сборочном чертеже в качестве справочных должны присутствовать необходимые для этого размеры и другая информация.

Под построением чертежа понимается определение необходимого количества проекций, видов, разрезов, сечений, их рациональное размещение на листе, выбор масштабов изображения, установление необходимости помещения на чертеже текстовой информации и т. п.

Количество проекций изображения изделий и их масштабы должны обеспечить:

- возможность показа конфигурации изделия и взаимного положения его составных частей;
- расстановку габаритов и установочных (при возможности и присоединительных) размеров;
- расстановку позиций на составных частях изделия, при этом выносные линии позиций должны ставиться только на видимые (а не на пунктирные) изображения, желательно расположенные в проекции главного вида этой сборочной единицы или детали.

На практике определить минимальное количество проекций можно следующим образом. На отдельном листе бумаги (не на чертеже) нужно изобразить очень упрощенно главную проекцию (не обязательно в масштабе) и поставить на ней все возможные размеры. Если они не полностью определяют взаимное положение элементов и конфигурацию изделия, а также положение присоединительных элементов, необходимо добавить еще одну проекцию, и т. д. В ряде случаев вместо проекций могут быть использованы виды, сечения в том же масштабе, что и главный вид, или в другом.

Очевидно, для поставленной задачи масштабы проекций могут быть достаточно мелкими (1:100 ... 1:10). Для того чтобы показать способ соединения взаимодействующих элементов, включаемых в спецификацию, используют сечения, выполненные в достаточно крупном масштабе (1:5 ... 1:1).

### 5.3. Нанесение размеров

Нанесение размеров — один из самых сложных и ответственных этапов разработки чертежа. Сборочный чертеж должен содержать размеры:

а) габаритные — предельные размеры изделия по крайним (выступающим) элементам контура с привязкой к базовым осям; при этом различают транспортные габариты, определяющие возможность перевозки изделия в готовом виде, и габариты движения, проставляемые на те части изделия, у которых возможна аварийная остановка (заклинивание) в процессе рабочих движений при несоблюдении указанных габаритов (или зазоров);

б) присоединительные — координаты элементов сборочного чертежа, включенных в его спецификацию, с помощью которых данный элемент (позиция спецификации) взаимодействует с другими сборочными единицами и деталями, входящими в спецификацию данного сборочного чертежа, в допусках и посадках показывающие характер взаимодействия и способ сборки этих элементов;

в) установочные — координаты элементов сборочного чертежа, включенных в его спецификацию, с помощью которых данный элемент (позиция спецификации) взаимодействует с другими сборочными единицами и деталями, не входящими в спецификацию данного сборочного чертежа;

г) регламентируемые правилами техники безопасности (высота ограждений, крайнее верхнее положение крюковой подвески и т. п.);

д) справочные.

Все размеры, кроме справочных, выполняются и контролируются по данному чертежу, и, следовательно, они являются обязательными для исполнения при сборке машины. Точность исполнения свободных размеров оговаривают в технических требованиях на чертеже.

Справочные размеры служат для удобства пользования чертежом, они по данному чертежу не выполняются и не контролируются. Справочные размеры на чертеже отмечают звездочкой, например Ø 120\*.

#### 5.4. Сборочный чертеж тележки

---

Сборочный чертеж крановой тележки грузоподъемностью 5–50 т чаще всего выполняется в масштабе 1:10 или 1:15.

Расстановка оборудования на тележке в плане производится в соответствии со схемой компоновки.

Тележка изображается в трех проекциях, причем в качестве главного вида рекомендуется принимать такое ее положение, при котором видимой является сторона вала приводных ходовых колес с механизмом передвижения.

В спецификацию обычно вносят раму, лебедку подъемную, привод механизма передвижения, подвеску крюковую, канат, блоки верхние, а также устройства безопасности: буферы, ограничитель высоты подъема, линейку выключателя механизма передвижения и другие изделия. Все заказанные изделия должны быть закоординированы рабочими размерами относительно рамы тележки. Поскольку на чертеже трудно уследить, где проходят подъемные канаты, на свободном поле чертежа помещают схему запасовки каната, как правило, в изометрии.

Исходные данные для расчета и проектирования моста крана (силы давления ходовых колес тележки на рельсы) помещают слева от основной надписи в виде таблицы. В ней указывают значения усилий на каждое колесо веса груза и веса порожней тележки.

#### 5.5. Сборочный чертеж лебедки подъемной

---

В спецификации сборочного чертежа тележки одним из заказываемых изделий является «Лебедка подъемная».

В соответствии с компоновкой механизмов на раме тележки производят размещение в плане изделий, составляющих подъемную лебедку. Главный вид рекомендуется выбирать со стороны промежуточного вала. Оценивая две проекции, заметим, что третья проекция дает мало дополнительной информации по сборке и вряд ли целесообразна. В спецификации заказывают электродвигатель, моторную муфту, промежуточный вал, муфту с тормозным шкивом, тормоз, редуктор, барабан в сборе и стандартные детали для крепления изделий к раме. Поскольку рама тележки в спецификацию данного чертежа не вхо-

дит, то она выполняется как обстановка — тонкими линиями. Указание всех размеров, определяющих положения крепежных изделий, на этих двух проекциях затруднительно, поэтому на свободном поле чертежа отдельно изображают схему расположения указанных отверстий, привязку которых осуществляют относительно продольной оси редуктора, осей электродвигателя и барабана. Характер соединения промежуточного вала с валами двигателя и редуктора указывают на вынесенных поперечных сечениях сопрягаемых деталей, выполняемых в более крупном, чем проекции механизмов, масштабе.

На цилиндрических валах наносят диаметры сопрягаемых деталей с указанием предельных отклонений. Посадку полумуфты на промежуточный вал рекомендуется выполнять по  $H7/k6$ , а при ударных нагрузках — по  $H7/n6$ .

Посадки полумуфт на вал двигателя и редуктора частично predetermined уже тем, что их валы выполнены с определенными полями допусков. По ГОСТ 12080–66 валы двигателей, редукторов и других машин выполняются при номинальном диаметре вала:

свыше 5,8 мм	до 30,0 мм	по $j6$
« 30,0 мм	« 50,0 мм	« $k6$
« 50,0 мм	« 630 мм	« $m6$ .

Выполняя отверстие в полумуфте по  $H7$ , получают переходную посадку.

Посадку шпонок указывают на дополнительных вынесенных сечениях. Поскольку она сопрягается с пазами как вала, так и втулки, причем с разными посадками, то поля допусков выполняют в системе вала. Рекомендуется сопряжение шпонка — паз вала выполнять по переходной посадке с вероятным натягом  $N9/h9$ , а шпонка — паз втулки — по переходной посадке с вероятным зазором  $I_{s8}/h9$ .

Соединение вала редуктора с барабаном часто изображают на чертеже «Барабан в сборе» на вынесенном сечении участка вал редуктора — ступица барабана. Это соединение можно осуществить двумя способами. Поскольку горизонтальные редукторы типа Ц2 выпускаются либо с цилиндрическим (коническим) выходным валом, либо с зубчатым венцом, что оговаривается в заказе на поставку, соединение осуществляют в первом случае с помощью муфты МЗ, а во втором — путем соединения зубчатого венца вала редуктора с внутренними зубьями ступицы барабана (рис. 35). В настоящее время такая схема соединения является предпочтительной.

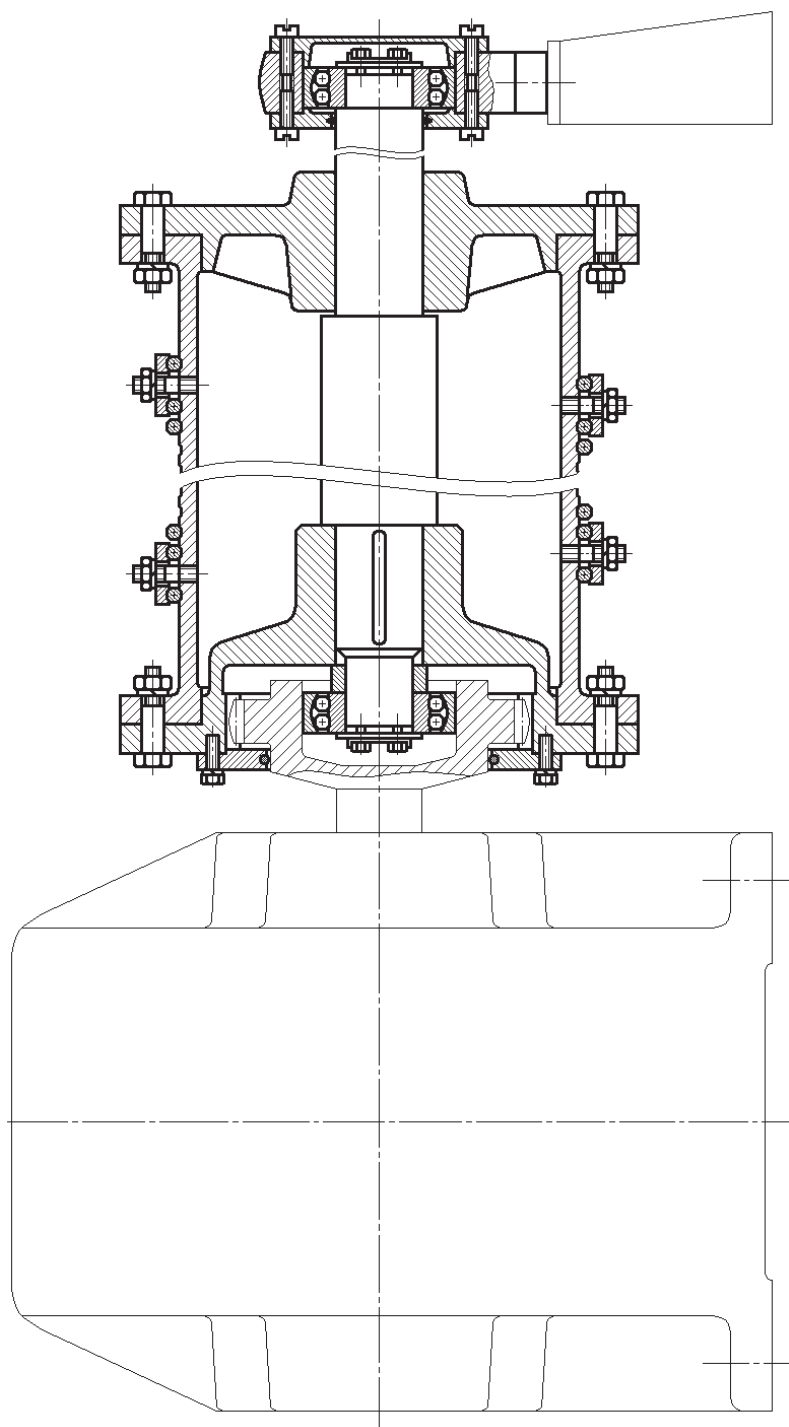


Рис. 35. Барабан в сборе

Посадку подшипника опоры барабана в расточку зубчатого венца редуктора осуществляют по  $E6/10$ , а цапфы оси барабана в подшипник — по  $L0/g7$ .

Ответы далеко не на все вопросы, возникающие у студента при проектировании тележки мостового крана, освещены в данном пособии. Поэтому настоятельно рекомендуется консультироваться с преподавателем.

## Рекомендуемый библиографический список

---

1 Шабашов А. П. Мостовые краны общего назначения. 5-е изд., перераб. и доп. / А. П. Шабашов, А. Г. Лысяков М. : Машиностроение, 1980. 304 с.

2 Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. М. : Машиностроение, 1968. 559 с.

3 Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения [Электронный ресурс] : утв. приказом Федеральной службы по экологическому технологическому и атомному надзору 12 ноября 2013 г. № 533. Режим доступа: <http://www.gosnadzor.ru/industrial/equipment/acts/>. Загл. с экрана.

4 Расчеты крановых механизмов и их деталей / под ред. Р. А. Лалаянца. М. : ВНИИПТМАШ, 1993. Т. 1. 187 с. ; Т. 2. 163 с.

5 Справочник по кранам : в 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчетов кранов, их приводов и металлических конструкций / В. Д. Брауде [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. Л. : Машиностроение, 1988. 536 с.

6 Яуре А. Г. Крановый электропривод : справочник / А. Г. Яуре, Е. М. Певзнер. М. : Энергоатомиздат, 1988. 344 с.

7 Курсовое проектирование грузоподъемных машин : учеб. пособие / С. А. Казак [и др.] ; под. ред. С. А. Казака. М. : Высш. шк., 1989. 319 с.

8 ГОСТ 2.703–2011 ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем. М. : Стандартинформ, 2012. 11 с.

9 Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / С. А. Чернавский [и др.]. М. : Машиностроение, 1988. 416 с.

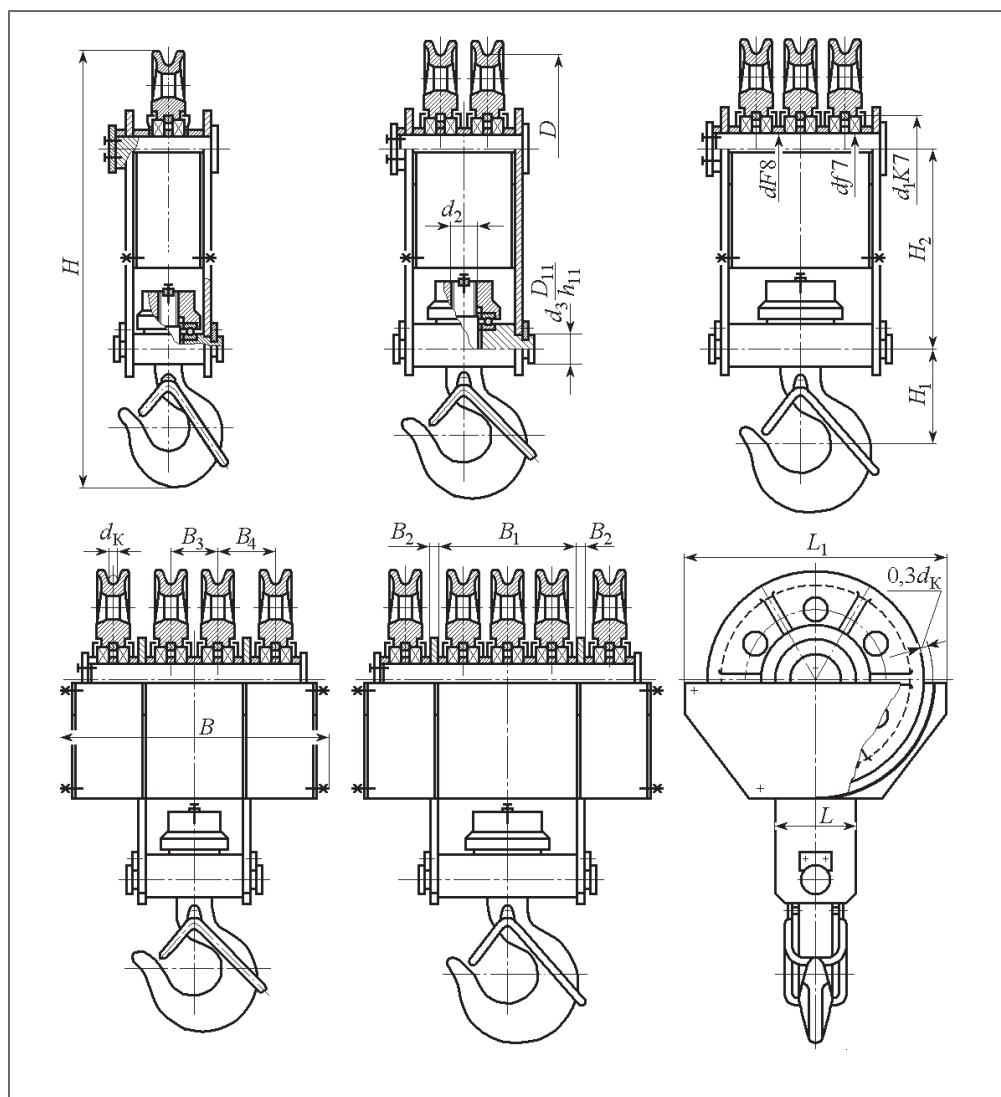
10. Косилов А. Г. Технология производства подъемно-транспортных машин : учеб. пособие для машиностроительных вузов / А. Г. Косилов, М. Ф. Сухов. 2-е изд., перераб. М. : Машиностроение, 1982. 301 с.



## 1. Подвески крюковые

Таблица П1.1

Подвески крюковые нормальные, ОСТ 24.191.08–81



Продолжение табл. П1.1

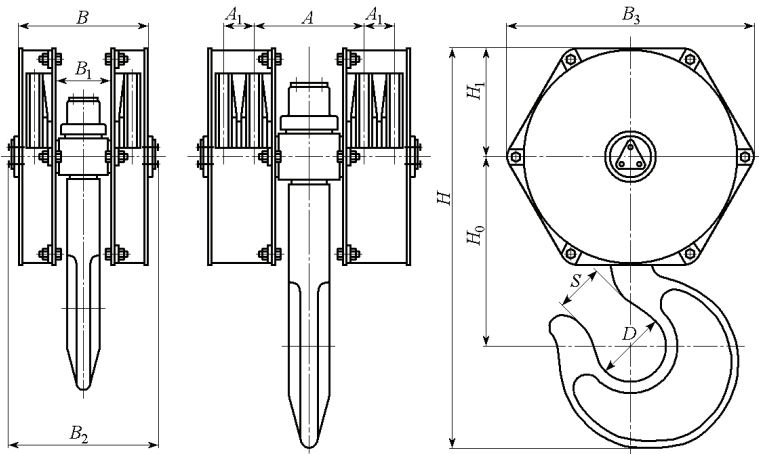
Разме- ры, мм	Типоразмер по стандарту									
	1-3,2-336	1-3,2-406	2-5-336	2-5-406	2-8-406	2-8-500	2-10-406	2-10-500	3-12,5406	3-12,5-500
$D$	336	406	336	406	406	500	406	500	406	500
$d$	55	55	55	55	90	90	90	90	90	90
$d_1$	100	100	100	100	140	140	140	140	140	140
$d_2$	M33	M36	M42, M48	M42, M48	M52	M56	M64	M64	M64	Тран. 70×10
$d_3$	28	32	55	55	70	70	90	90	90	90
$B$	138	138	170	170	190	190	190	190	260	270
$B_1$	90	90	118	118	130	130	130	130	192	192
$B_2$	8	8	10	10	12	12	12	12	16	16
$B_3$	с	—	56	56	62	62	62	62	62	62
$H$	666	772	766	887	940	1079	977	1172	1077	1215
$H_1$	106	114	143	162	182	202	202	242	242	260
$H_2$	285	330	320	370	390	440	390	475	430	480
$L$	110	110	110	110	180	180	180	180	180	180
$L_1$	440	520	440	520	520	620	520	620	520	620
Масса, кг	36,4	47,8	61,3	84,9	116	157	129	180	205	250
$Q$ , т	3,2	3,2	5	5	8	8	10	10	12,5	12,5
Режим работы	Л; С	Т	Л; С	Т	Л; С	Т	Л; С	Т	Л; С	Т

Окончание табл. П1.1

Размеры, мм	Типоразмер по стандарту								
	3-16-610	4-16-406	4-16-500	4-20-406	4-20-500	4-32-610	4-32-710	4-50-710	5-50-810
$D$	610	406	500	406	500	610	710	710	810
$d$	110	110	110	110	130	130	150	150	150
$d_1$	170	170	170	170	200	200	200	200	310
$d_2$	Трап. 80×10	Трап. 70×10	Трап. 80×10	Трап. 80×10	Трап. 90×12	Трап. 100×12	Трап. 110×12	Трап. 120×16	Трап. 140×16
$d_3$	110	110	110	110	130	130	150	150	150
$B$	290	445	445	445	510	510	585	710	770
$B_1$	216	152	152	152	190	190	314	318	360
$B_2$	16	16	16	16	20	20	20	30	30
$B_3$	70	76	76	76	110	110	104	104	118
$B_4$	—	92	92	92	106	106	130	140	154
$H$	1417	1115	1287	1187	1366	1571	1807	1917	2138
$H_1$	292	260	292	292	322	352	402	452	498
$H_2$	555	440	490	440	515	595	695	705	795
$L$	220	220	220	220	260	260	300	300	340
$L_1$	770	540	640	540	640	770	880	880	980
Масса, кг	394	314	368	318	514	687	1016	1361	1963
$Q$ , т	16	16	16	20	20	32	32	50	50
Режим работы	Л; С	Л; С	Т	Л; С	Т	Л; С	Т	Л; С	Т

Таблица П1.2

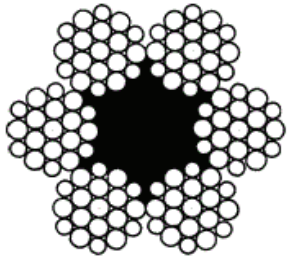
**Подвески крюковые укороченные  
(ЗАО «Завод ПТО», г. Екатеринбург)**

								
		Грузоподъемность, т						
		5	10	10	15	20	30	50
Масса, кг		120	210	213	301	376	640	1450
Подшипник блока		213	218	213	218	218	222	230
Подшипник крюка		8210	8215	8215	8217	8220	8224	8230
Диаметр каната, мм		11,5– 13,6	14,5– 18	11,5– 13,5	14,5– 18	14,5– 18	16,5– 21	19,5– 24,5
Диаметр блока, мм		350	500	350	500	500	600	700
Размеры параметров, мм	<i>A</i>	190	230	85	100	274	310	100
	<i>A</i> <sub>1</sub>	—	—	—	—	71	87	148
	<i>B</i>	266	320	250	295	506	590	618
	<i>B</i> <sub>1</sub>	110	135	235	278	180	200	310
	<i>B</i> <sub>2</sub>	304	357	345	390	544	632	458
	<i>B</i> <sub>3</sub>	490	660	342	386	660	770	660
	<i>D</i>	85	120	120	150	170	210	230
	<i>H</i>	680	920	925	1184	1045	1248	2010
	<i>H</i> <sub>0</sub>	340	450	232	278	500	590	490
	<i>H</i> <sub>1</sub>	215	295	300	390	295	345	715
	<i>S</i>	65	90	90	115	130	160	265

## 2. Канаты

Таблица П2.1

**Канат двойной свивки типа ЛК-Р  
конструкции 6 х 19 (1 + 6 + 6/6) + 1 о.с.,  
ГОСТ 2688–80**

			Маркировочная группа, МПа						
Диаметр каната, мм	Площадь сечения проволоки, мм <sup>2</sup>	Масса 1000 м смазанного каната, кг	1372	1470	1578	1666	1764	1862	1960
			Разрывное усилие каната в целом, кН, не менее						
9,9	36,66	358,6	—	—	48,85	51,85	53,45	55,95	58,85
11,0	47,19	461,6	—	—	62,85	66,75	68,80	72,00	75,15
12,0	53,87	527,0	—	—	71,75	76,20	78,55	81,90	85,75
13,0	61,00	596,6	71,05	76,19	81,25	86,30	89,00	92,80	97,00
14,0	74,40	728,0	86,70	92,85	98,95	105,00	108,00	112,50	118,00
15,0	86,28	844,0	100,00	107,00	114,50	122,00	125,50	131,00	137,00
16,5	104,61	1025,0	121,50	130,00	139,00	147,50	152,00	159,00	166,00
18,0	124,73	1220,0	145,00	155,00	166,00	176,00	181,50	189,50	198,00
19,5	143,61	1405,0	167,00	179,50	191,00	203,00	209,00	218,50	228,00
21,0	167,03	1635,0	194,50	208,00	222,00	236,00	243,50	254,00	265,50
22,5	188,78	1850,1	220,00	235,50	251,00	267,00	275,00	287,50	303,50
24,0	215,49	2110,0	250,50	269,00	287,00	304,50	314,00	328,00	343,00
25,5	244,00	2390,0	284,00	304,50	324,50	345,00	355,50	372,00	388,50
27,0	274,31	2685,0	319,00	342,00	365,00	388,00	399,50	418,00	436,50
28,0	297,63	2910,0	346,50	371,00	396,00	421,00	434,00	453,50	473,50
30,5	356,72	3490,0	415,50	445,50	475,00	504,50	520,00	544,00	567,50
32,0	393,06	3845,0	458,00	490,50	523,50	556,00	573,00	599,50	625,50
33,5	431,18	4220,0	502,50	538,50	574,00	610,50	748,00	782,50	686,00
37,0	512,79	5015,0	597,50	640,50	683,00	725,00	629,00	658,00	816,00

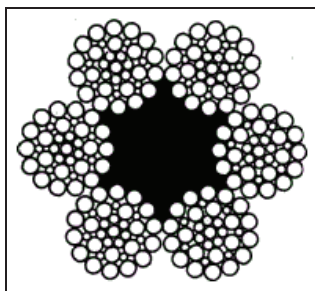


Таблица П2.2

**Канат двойной свивки типа ЛК-РО  
конструкции 6х36 (1+7+7/7+14)+1 о.с.,  
ГОСТ 7668–80**

Диаметр каната, мм	Площадь сечения проволок, мм <sup>2</sup>	Масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, МПа						
			1372	1470	1578	1666	1764	1862	1960
			Разрывное усилие каната в целом, кН, не менее						
11,5	52	513	—	—	66,8	70,9	75,1	78,3	80,7
13,5	70,6	696,5	—	—	90,7	96,3	101,5	106	109
15	82,2	812	—	—	104,5	111,5	116,5	122,5	128
16,5	105,7	1045	—	—	135,5	144	150	157,5	165
18	125,8	1245	—	—	161,5	171,5	175,5	186,5	190,5
20	154	1520	—	—	197,5	210	215	229	233,5
22	185,1	1830	207,5	222,5	237,5	252,5	258,5	275	280,6
23,5	215,9	2130	242,5	259,5	277	294	304	321	338
25,5	252,5	2495	283,5	303,5	234	344	352,5	375,5	383
27	283,8	2800	318,5	341,5	364,5	387,5	396,5	422	430,5
29	325,4	3215	366	392	417,5	444	454,5	484	493,5
31	370	3655	416	445	475	505	517	550,5	561,5
33	421	4155	473	507	540,5	574	588	626,5	638,5
34,5	461,1	4550	518	555,5	592	629,5	644,5	686	700
36,5	503,1	4965	565,5	606	646	686,5	703,5	748,5	764

## 3. Крановые электродвигатели серии МТФ

Таблица ПЗ.1

**Основные параметры крановых электродвигателей серии МТФ  
с фазным ротором; 50 Гц; 220/380 В**

Тип электродвигателя МТФ	Мощность на валу, кВт, при ПВ, %				Частота вращения, об/мин	Максимальный момент, Н·м	Момент инерции ротора, кг·м <sup>2</sup>	Масса, кг
	15, Л*	25, С	40, Т	60, ВТ				
011-6	2	1,7	1,4	1,2	800 850 885 910	4,0	0,021	51
012-6	3,1	2,7	2,2	1,7	785 840 890 920	5,7	0,029	58
111-6	4,5	4,1	3,5	2,8	850 870 895 920	8,7	0,048	76
112-6	6,5	5,8	5	4	895 915 930 950	140	0,068	88
211-6	10,5	9	7,5	6	895 915 930 915	19,5	0,115	120
311-6	14	13	11	9	925 935 915 960	320	0,225	170

Окончание табл. ПЗ.1

Тип электродвигателя МТФ	Мощность на валу, кВт, при ПВ, %				Частота вращения, об/мин	Максимальный момент, Н·м	Момент инерции ротора, кг·м <sup>2</sup>	Масса, кг
	15, Л*	25, С	40, Т	60, ВТ				
312-6	19,5	17,5	15	12	945 950 955 965	480	0,312	210
411-6	30	27	22	18	945 955 965 970	650	0,5	280
412-6	40	36	30	25	960 965 970 975	950	0,675	345
311-8	10,5	9	7,5	6	665 680 695 710	270	0,275	170
312-8	15	13	11	8,2	680 695 705 720	430	0,387	210
411-8	22	18	15	13	685 700 710 715	580	0,537	280
412-8	30	6	22	18	705 715 720 730	900	0,75	345

\* Режим работы по правилам ГГТН: Л — легкий, С — средний, Т — тяжелый, ВТ — весьма тяжелый



## 4. Крановые электродвигатели серии МТН

Таблица П4.1

**Основные технические данные электродвигателей серии МТН; 50 Гц;  
напряжением 220/380, 240/415, 400 и 500 В**

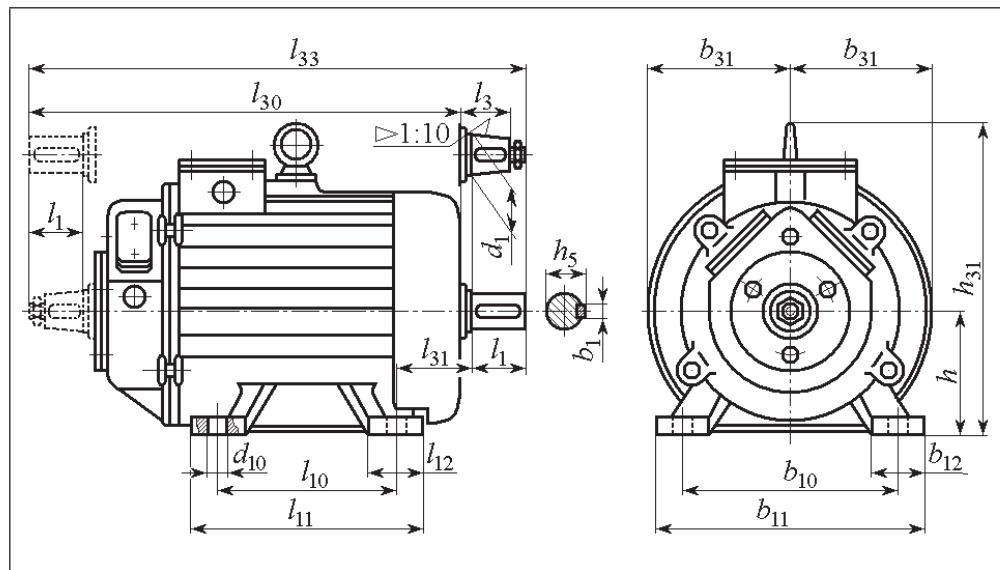
Тип двигателя	Мощность на валу, кВт при ПВ, %				n, об/мин	КПД, %	M <sub>max</sub> , Нм	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	Масса, кг
	25	40	60	100					
МТН 111-6	3,5	3,0	2,5	2,0	870	64,0	83	0,047	76
					895	65,0			
					920	65,0			
					940	63,0			
МТН 112-6	5,3	4,5	3,6	3,0	885	69,0	118	0,067	88
					910	69,0			
					930	68,0			
					945	65,0			
МТН 211-6	8,2	7,0	5,6	4,2	900	72,0	196	0,115	120
					920	73,0			
					940	72,0			
					955	69,0			
МТН 311-6	13,0	11,0	9,0	7,0	925	76,0	314	0,225	170
					940	78,0			
					955	76,0			
					965	73,0			
МТН 312-6	17,5	15,0	12,0	9,0	945	80,0	471	0,312	210
					950	81,0			
					960	80,5			
					965	76,0			
МТН 411-6	27,0	22,0	18,0	14,0	950	82,0	638	0,5	280
					960	82,5			
					965	82,0			
					975	80,5			
МТН 412-6	36,0	30,0	25,0	18,0	955	83,5	932	0,675	345
					965	84,5			
					970	84,0			
					980	82,0			

Окончание табл. П4.1

Тип двигателя	Мощность на валу, кВт при ПВ, %				$n$ , об/мин	КПД, %	$M_{\max}$ , Нм	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	Масса, кг
	25	40	60	100					
МТН 311-8	9,0	7,5	6,0	4,5	675	70,5	265	0,275	170
					690	71,5			
					705	71,0			
					715	69,5			
МТН 312-8	13,0	11,0	8,2	6,0	690	77,0	422	0,312	210
					700	78,0			
					715	78,0			
					725	74,0			
МТН 411-8	18,0	15,0	13,0	10,0	695	78,0	569	0,537	280
					705	79,0			
					710	79,0			
					720	77,5			

Таблица П4.2

Основные размеры, мм, электродвигателей серий МТФ и МТН



Окончание табл. П4.2

	Тип двигателя											
	МТФ 011	МТФ 012	МТФ (Н) 111	МТФ (Н) 112	МТФ (Н) 211	МТФ (Н) 311	МТФ (Н) 312	МТФ (Н) 411	МТФ 412	МТН 711	МТН 712	МТН 713
$b_1$	8	8	10	10	12	14	14	16	16	25	25	25
$b_{10}$	180	180	220	220	245	280	280	330	330	640	640	640
$b_{11}$	230	230	290	290	320	350	350	440	440	790	790	790
$b_{12}$	50	50	60	60	65	75	75	90	90	145	145	415
$b_{31}$	133	133	137	137	158	176	176	198	198	383	383	383
$d_1$	28	28	35	35	40	50	50	65	65	110	110	110
$d_{10}$	19	19	19	19	24	24	24	28	28	48	48	48
$h$	112	112	132	132	160	180	180	225	225	400	400	400
$h_5$	31,0	31,0	38,0	38,0	43	53,5	53,5	63,15	63,15	106,8	106,8	106,8
$h_{31}$	302	302	342	342	385	444	444	527	527	933	933	933
$l_1$	60	60	80	80	110	110	110	140	140	210	210	210
$l_3$	—	—	—	—	—	—	—	105	105	105	165	165
$l_{10}$	150	190	235	235	243	260	320	325	420	440	510	590
$l_{11}$	200	240	285	285	306	320	380	395	480	580	650	730
$l_{12}$	60	60	60	60	70	80	80	85	85	155	155	155
$l_{30}$	515,5	550,5	583,5	623,5	700,5	748	823,0	877	952,5	1423	1493	1573
$l_{31}$	132	127	140	135	150	155	170	175	165	323	323	323
$l_{33}$	685	620	673	713	820	860	935	1027	1102	1615	1715	1795
Кон- цы валов	Цилиндрические							Конические				

## 5. Крановые электродвигатели повышенной надежности серии ПНД

Таблица П5.1

### Технические характеристики электродвигателей крановых ПНД

Марка электро- двигателей ПНД	Номинальная мощность, кВт	Частота враще- ния, об/мин	Установочно-присоединительные размеры, мм									Масса, кг
			$b_1$	$b_{10}$	$d_1$	$d_{10}$	$l_1$	$l_{10}$	$l_{31}$	$h$	$h_5$	
MTF 111-6	3,5	900	10	220	35	19	80	190	140	132	38	77
MTF 112-6	5	925	10	220	35	19	80	235	135	132	38	86
MTF 211-6	7,5	925	12	245	40	24	100	243	150	160	43	118
MTF 311-6, У1	11	950	14	280	55	24	110	260	155	180	53,5	183

Окончание табл. П5.1

Марка электродвигателей ПНД	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Установочно-присоединительные размеры, мм									Масса, кг
			$b_1$	$b_{10}$	$d_1$	$d_{10}$	$l_1$	$l_{10}$	$l_{31}$	$h$	$h_5$	
MTF 312-6, у1	15	950	14	280	55	24	110	320	170	180	53,5	223
MTF 411-6, у1	22	960	16	330	66	28	147	335	175	225	64,9	296
MTF 412-6, у1	30	960	16	330	66	28	147	420	165	225	64,9	345
4 MTM225 M6	37	955	18	356	70	19	140	311	149	225	36,4	360
4 MTM225 L6	55	955	18	356	70	19	140	356	149	225	36,4	360
4 MTM280 S6	75	955	22	457	90	24	170	368	190	280	46,8	740
4 MTM280 L6	110	970	22	457	90	24	170	457	190	280	46,8	970
4 MTM280 S10	45	570	22	457	90	24	170	368	190	280	46,8	715
4 MTM280 M10	60	575	22	457	90	24	170	419	190	280	46,8	825
4 MTM280 L10	75	575	22	457	90	24	170	457	190	280	46,8	975

**6. Трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором с питанием от преобразователей частоты для приводов кранов**

Таблица Пб.1

**Мощность  $P_{2H}$ , кВт, двигателей АМТК (нагрузка постоянная)**

Технические характеристики			112М4	132S4	132М4	160S4	160М4
Частота, Гц	Диапазон регулирования	ПВ, %					
1500 об/мин (4 полюса)							
1—50	1:50	100	5,5	7,5	11	15	18,5
		60	6,3	8,5	12,4	17	21
		40	7,2	9,6	14	19,2	23,5
		25	8,6	11,3	16,5	22,5	27,5
50	—	100	5,5	7,5	11	15	18,5
		60	6,3	18,5	12,4	17	21
		40	7,2	9,6	14	19,2	23,5
		25	8,6	11,3	16,5	22,5	27,5
20—50	1:2,5	100	5,4	7,4	10,5	14,5	18
		60	6,2	8,4	11,9	16,4	20
		40	7,1	9,4	13,4	18,5	23
		25	8,4	11,1	15,5	21,5	27
10—50	1:5	100	4,2	5,7	8,3	11,2	14
		60	4,8	6,4	9,4	12,7	15,5
		40	5,5	7,3	10,6	14,3	18
		25	6,6	8,6	12,5	16,5	21
5—50	1:10	100	3,8	5,1	6,7	9,1	11,2
		60	4,4	5,8	7,6	10,3	12,5
		40	5	6,5	8,6	11,6	14,3
		25	5,9	7,7	10,1	13,7	16,5

Продолжение табл. Пб.1

Технические характеристики			180S4	180M4	200M4	200L4	225M4
Частота, Гц	Диапазон регулирования	ПВ, %					
1500 об/мин (4 полюса)							
1—50	1:50	100	22	30	37	45	55
		60	25	34	41	50	61
		40	28	38	46	56	68
		25	33	45	53	65	79
50	—	100	22	30	37	45	55
		60	25	34	41	50	61
		40	28	38	46	56	68
		25	33	45	53	65	79
20—50	1:2,5	100	21,1	28,5	35	42	52
		60	24	32	39	46	58
		40	27	36	43	52	64
		25	31,5	43	50	60	75
10—50	1:5	100	16,6	22,1	28,2	33,6	47
		60	18,5	25	31	37	52
		40	21	28	35	41,5	58
		25	25	33	41	48,5	68
5—50	1:10	100	13,3	18,1	26,2	30,6	42
		60	15	20,5	29	34	46
		40	17	23	32,5	38	52
		25	20	27	38	44	60

Продолжение табл. Пб.1

Технические характеристики			112М А6	112М В6	132S6	132М6	160S6	160М6
Частота, Гц	Диапазон регулирования	ПВ, %						
1000 об/мин (6 полюсов)								
1—50	1:50	100	3	4	5,5	7,5	11	15
		60	3,5	4,7	6,3	8,6	12,4	17
		40	4,1	5,5	7,2	9,8	14	19,2
		25	5	6,7	8,6	11,7	16,5	22,5
50	—	100	3	4	5,5	7,5	10,5	14,5
		60	3,5	4,7	6,3	8	11,9	16,4
		40	4,1	5,5	7,2	9,2	13,4	18,5
		25	5	6,7	8,6	10,9	15,8	21,8
20—50	1:2,5	100	2,9	3,9	5,3	7	10,5	14
		60	3,4	4,6	6,1	8	11,9	15,8
		40	4	5,4	7	9,2	13,4	17,9
		25	4,9	6,5	8,3	10,9	15,8	21
10—50	1:5	100	2,3	3	4,2	5,4	8	11,1
		60	2,7	3,5	4,8	6,2	9,1	12,6
		40	3,2	4,1	5,5	7,1	10,2	14,2
		25	3,8	5	6,6	8,4	12	16,7
5—50	1:10	100	2	2,7	3,7	4,4	6,5	8,9
		60	2,4	3,2	4,3	5,1	7,4	10,1
		40	2,8	3,7	4,9	5,8	8,3	11,4
		25	3,3	4,5	5,8	6,9	9,8	13,4



Окончание табл. Пб.1

Технические характеристики			180М6	200М6	180L6	225М6	250S6	250М6
Частота, Гц	Диапазон регулирования	ПВ, %						
1000 об/мин (6 полюсов)								
1–50	1:50	100	18,5	22	30	37	45	55
		60	21	24	33	41	50	61
		40	23,5	27	37	46	56	68
		25	27,5	31	43	53	63	79
50	—	100	18	22	29	37	45	55
		60	20,4	24,5	32	41	50	61
		40	23	27	36	46	56	68
		25	27	31,5	42	53	63	79
20–50	1:2,5	100	17	20	28	35	42	52
		60	19,2	22,3	31	39	47	58
		40	21,5	24,5	34,5	43	52	64
		25	25,6	28,5	40	50	60	75
10–50	1:5	100	13,6	16,6	24,8	32	37	46
		60	15,4	18,5	27,5	35	41	51
		40	17,4	20,5	31	39	46	57
		25	20,4	24	35,5	46	53	66
5–50	1:10	100	10,8	13,3	22,3	27,6	33,7	42
		60	12,2	14,5	24,5	30,5	37,5	47
		40	13,5	16,5	27,5	34	42	52
		25	16,2	19	32	40	48	60

Таблица П6.2

Установочно-присоединительные размеры, мм, двигателей АМТК

Technical drawings of the AMTK motor showing front and side views with dimension labels.

**Front View Dimensions:**

- $l_{33}$ : Total length
- $l_{30}$ : Length to center of terminal box
- $l_1$ : Flange diameter
- $d_1$ : Flange hole diameter
- $l_2$ : Mounting hole diameter
- $d_2$ : Mounting hole diameter
- $l_{31}$ : Mounting hole diameter
- $l_{10}$ : Mounting hole diameter
- $l_{11}$ : Mounting hole diameter
- $h_5$ : Mounting hole diameter
- $b_1$ : Mounting hole diameter
- $h_6$ : Mounting hole diameter
- $b_2$ : Mounting hole diameter

**Side View Dimensions:**

- $d_{30}$ : Total diameter
- $b_{31}$ : Total width
- $h_{31}$ : Total height
- $h$ : Height to center of terminal box
- $h_{10}$ : Height to center of terminal box
- $b_{12}$ : Mounting hole diameter
- $b_{10}$ : Mounting hole diameter
- $d_{10}$ : Mounting hole diameter
- $b_{11}$ : Mounting hole diameter

Разме- ры	112M	112M	112M	132S	132M	160SE	160ME	160S	
	Число полюсов								
	4	A6	B6	4, 6	4, 6	4, 6, 8	4, 6, 8	4, 6, 8	
$l_{33}$	528	540	570	570	610	—	—	720	
$h_{31}$	297	290	290	310	310	415	415	405	430
$b_{31}$	83	83	83	83	83	160	160	160	205
$d_{30}$	218	255	255	255	255	350	350	350	
$l_1$	80	80	80	80	80	110	110	110	
$l_2$	60	60	60	60	60	—	—	110	
$l_{10}$	140	140	140	140	178	178	210	178	
$l_{11}$	178	178	178	184	222	218	250	218	
$l_{30}$	475	475	505	505	545	735	775	605	
$l_{31}$	70	70	70	89	89	108	108	108	
$d_1$	32	32	32	38	38	48	48	48	
$d_2$	24	28	28	28	28	—	—	42	
$d_{10}$	12	12	12	12	12	15	15	15	
$b_1$	10	10	10	10	10	14	14	14	
$b_2$	8	8	8	8	8	—	—	12	
$b_{10}$	190	190	190	216	216	254	254	254	
$b_{11}$	230	230	230	266	266	304	304	300	
$b_{12}$	45	45	45	62	62	45	55	45	
$h$	112	112	112	132	132	160	160	160	

Окончание табл. Пб.2

Разме- ры	112M	112M	112M	132S	132M	160SE	160ME	160S
	Число полюсов							
	4	A6	B6	4, 6	4, 6	4, 6, 8	4, 6, 8	4, 6, 8
$h_5$	35	35	35	41	41	51,5	51,5	51,5
$h_6$	27	31	31	31	31	—	—	45
$h_{10}$	12	11	11	13	13	18	18	20

Таблица Пб.3

**Установочно-присоединительные размеры, мм, двигателей АМТК**

Размеры	160M		180S		180M		200M	200L	225M	250S	250 M
	Число полюсов										
	4, 6, 8, 12		4		6		4, 6	4, 6	4, 6, 8, A12	4, 6, 8	6,8
$l_{33}$	760		760		760		868	950	1015	1075	1075
$h_{31}$	405	430	425	450	425	450	475	475	515	595	595
$b_{31}$	160	205	160	250	160	250	205	205	205	225	225
$d_{30}$	350		350		350		380	380	420	495	495
$l_1$	110		110		110		140	140	140	140	140
$l_2$	110		110		110		140	140	140	140	140
$l_{10}$	210		203		241		267	305	311	311	349
$l_{11}$	250		249		287		337	375	149	168	168
$l_{30}$	645		645		645		750	835	870	930	930
$l_{31}$	108		121		121		133	133	149	168	168
$d_1$	48		55		55		60	60	65	75	75
$d_2$	42		42		42		55	55	60	65	65
$d_{10}$	15		15		15		19	19	19	24	24
$b_1$	14		16		16		18	18	18	20	20
$b_2$	12		12		12		16	16	18	18	18
$b_{10}$	254		279		279		318	318	356	406	406
$b_{11}$	300		330		330		390	390	438	485	485

Окончание табл. П6.3

	160M	180S	180M	200M	200L	225M	250S	250 M
Размеры	Число полюсов							
	4, 6, 8, 12	4	6	4, 6	4, 6	4, 6, 8, A12	4, 6, 8	6, 8
$b_{12}$	45	80	80	95	95	80	110	110
$h$	160	180	180	200	200	225	250	250
$h_5$	51,5	59	59	64	64	69	79,5	79,5
$h_6$	45	45	45	59	59	64	69	69
$h_{10}$	20	23	23	28	28	32	32	32

## 7. Редукторы горизонтальные двухступенчатые типа Ц2

Варианты сборки редукторов Ц2 с концами валов под муфты, с выходным валом в виде части зубчатой муфты и с полым выходным валом

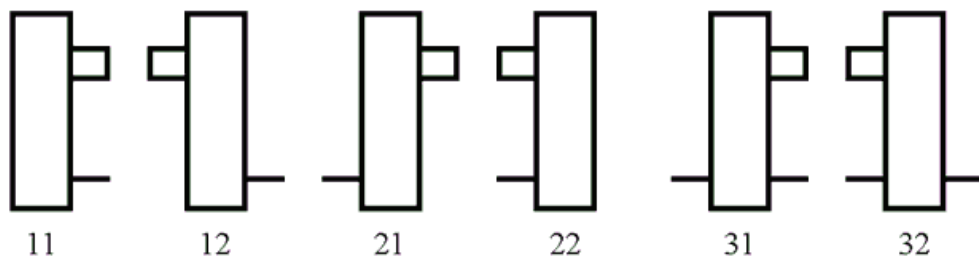


Таблица П7.1

Вращающий момент  $M_T$  на тихоходном валу редукторов Ц2, кН·м

Типораз- мер редук- тора	Пере- даточно е число $u_n$	Режим работы по правилам Госгортехнадзора							
		Л		С		Т		ВТ	
		Угловая скорость быстроходного вала $n_6$ , с <sup>-1</sup>							
		10	16	10	16	10	16	10	16
Ц2-250	10; 12,5	3,5	2,8	2,5	1,8	1,5	1,1	1	0,9
	16; 20	3,8	3,3	2,7	2,6	1,5	1,3	1	0,9
	25; 31,5	3,8	3,3	2,7	2,6	1,5	1,3	1,2	1
	40: 50	4	3,8	2,8	2,7	1,5	1,3	1,2	0,9
Ц2-300	10; 12,5	5	4	4,4	3,5	2,3	2	1,4	1,4
	16; 20	5,8	5	4,6	3,8	2,3	2,1	1,4	1,4
	25; 31,5	5,8	5	4,3	4,3	2,7	2,5	1,8	1,6
	40: 50	6	5,4	4,4	4,3	2,5	2,3	1,8	1,6

Окончание табл. П7.1

Типоразмер редуктора	Пере- даточное число $u_n$	Режим работы по правилам Госгортехнадзора							
		Л		С		Т		ВТ	
		Угловая скорость быстроходного вала $n_6$ , с <sup>-1</sup>							
		10	16	10	16	10	16	10	16
Ц2-350	10; 12,5	8	7,1	6	5,6	3,5	2,8	2,2	2,1
	16; 20	9	7,3	6,8	5,6	3,5	3	2,2	1,9
	25; 31,5	9,5	8,2	6,5	6,3	4,1	3,3	2,7	2,2
	40; 50	9,5	8,5	6,7	6,3	3,7	3,3	2,7	2,2
Ц2-400	10; 12,5	14	11,2	8,2	6,2	5,3	3,8	4,1	4,1
	16; 20	18	14	11,5	8,2	6,5	4,8	4,4	3,7
	25; 31,5	18,5	16,5	11,5	9	6	4,3	4,4	4,4
	40; 50	18,5	17	11,5	9	6	4,6	5	4,4
Ц2-500	10; 12,5	28	24	18	16	11,2	9	7,3	7,3
	16; 20	31,5	24,3	21,2	17,5	11,2	9	7,3	6,5
	25; 31,5	31,5	30	21,2	20	13,2	9,7	7,3	6,5
	40; 50	31,5	30	21,2	20	13,2	10,6	7,3	6,5
Ц2-650	10; 12,5	50	40	33,5	26,5	23,6	18	19	18
	16; 20	56	45	37,5	33,5	27,2	20	20	19
	25; 31,5	60	51,5	42,5	36,5	27,2	20	20	20
	40; 50	60	56	42,5	41,2	27,2	21,2	23	20
Ц2-750	10; 12,5	69	58	51,5	42,5	37,5	30	31,5	29
	16; 20	77,5	71	56	47,5	42,5	35,5	33,5	28
	25; 31,5	87,5	80	63	56	42,5	32,5	34,5	30
	40; 50	87,5	80	63	60	45	32,5	36,5	30
Ц2-1000	10; 12,5	155	136	109	100	82,5	71	71	67
	16; 20	190	160	136	112	97,5	85	73	63
	25; 31,5	200	185	140	128	109	85	87,5	65
	40; 50	200	190	150	136	122	100	87,5	70

### Числа зубьев редукторов Ц2

Степень	$Z_2/Z_1$ при $u_H$							
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
Быстроходная	62/25	66/21	69/18	72/15	75/12	75/12	75/12	77/10
Тихоходная	79/20	79/20	83/16	83/16	83/16	83/16	83/16	83/16

Таблица П7.2

### Наибольшие консольные нагрузки на тихоходные валы, кН, модуль $m$ , мм, и ширина $b$ , мм, зубчатых колес редукторов Ц2

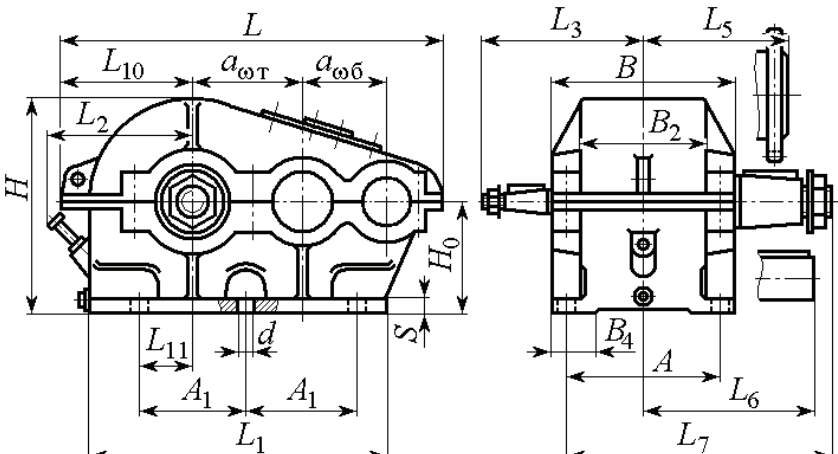
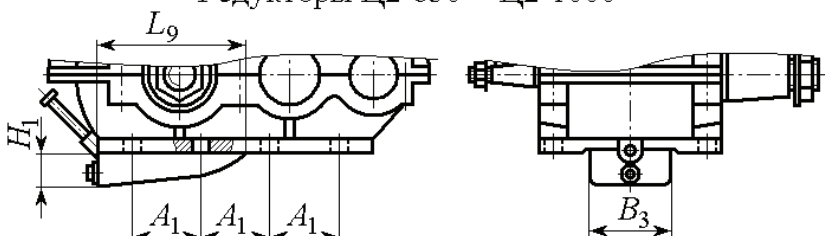
Типоразмер редуктора	Режим работы по правилам Госгортехнадзора				Степень			
					быстроходная		тихоходная	
	Л	С	Т	ВТ	$m$	$b$	$m$	$b$
Ц2-250	12	18	12,5	6,3	2	30	3	75
Ц2-300	20	28,5	14	8	2,5	38	3,5	88
Ц2-350	32	25	13	10	3	45	4	100
Ц2-400	32	25	20	14	3	45	5	125
Ц2-500	50	40	25	20	4	60	6	150
Ц2-650	63	71	45	25	5	75	8	200
Ц2-750	100	125	63	32	6	90	9	225
Ц2-1000	200	250	160	80	8	120	12	300

*Примечания:* 1. Нагрузки считаются приложенными к середине посадочной части выходного вала.

2. В обозначении типоразмера редуктора цифры означают суммарное межцентровое расстояние.

Таблица П7.3

## Габаритные и присоединительные размеры, мм, редукторов Ц2

Редукторы Ц2-250 – Ц2-500								
								
Редукторы Ц2-650 – Ц2-1000								
								
Параметры	Типоразмер редуктора							
	Ц2-250	Ц2-300	Ц2-350	Ц2-400	Ц2-500	Ц2-650	Ц2-750	Ц2-1000
	Масса, кг							
	85	136	204	317	500	1100	1650	3700
	$a_{об}$	150	175	200	250	300	450	600
$a_{от}$	100	125	150	150	200	250	300	400
$A$	210	250	280	320	360	470	560	760
$A_1$	285	350	200	250	320	260	300	400

Окончание табл. П7.3

Параметры	Типоразмер редуктора							
	Ц2-250	Ц2-300	Ц2-350	Ц2-400	Ц2-500	Ц2-650	Ц2-750	Ц2-1000
	Масса, кг							
	85	136	204	317	500	1100	1650	3700
$B=B_1$	260	300	330	380	440	560	650	860
$B_2$	167	202	228	256	310	400	465	608
$B_3$	—	—	—	—	—	280	320	420
$B_4$	60	70	70	85	100	100	120	150
$L$	515	620	700	805	985	1270	1455	1905
$L_1$	400	475	550	640	785	910	1040	1400
$L_2$	247	275	300	340	385	410	445	500
$L_3$	220	255	300	325	390	480	570	740
$L_5$	198	127	255	280	330	410	480	645
$L_6$	255	280	320	350	415	510	595	745
$L_7$	280	300	345	375	445	550	645	805
$L_9$	—	—	—	—	—	515	565	780
$L_{10}$	183	215	238	286	340	443	494	645
$L_{11}$	75	90	100	150	190	190	225	300
$H_0$	160	190	212	265	315	315	355	450
$H$	310	362	409	505	598	695	783	1018
$H_1$	—	—	—	—	—	95	100	155
$S$	18	22	25	27	30	36	40	45
$d \times n$	22×4	26×4	26×6	33×6	39×6	39×8	46×8	52×8



Таблица П7.4

## Размеры, мм, концов валов редукторов Ц2

Обозначение	Типоразмер редуктора							
	Ц2-250	Ц2-300	Д2-350	Ц2-400	Ц2-500	Ц2-650	Ц2-750	Ц2-1000
Б — быстроходный вал								
$d$	30	35	40	50	60	70	80	110
$d_1$	45	48	58	70	80	95	110	140
$l$	60	60	85	85	108	108	135	168
$l_1$	20	20	25	25	32	32	35	42
$b$	8	10	12	14	18	20	22	28
$t$	16,5	19	21	26,5	31	36,5	41	52
К — тихоходный вал с коническим венцом								
$d_8$	65	75	85	95	110	140	170	220
$d_9$	80	95	115	125	160	180	215	280
$l_7$	108	108	135	135	170	205	245	285
$l_8$	32	32	35	35	40	45	55	65
$b_2$	18	20	22	25	28	36	40	50
$t_2$	34	39,5	44	49	57	73	88	114

Обо- значе- ние	Типоразмер редуктора							
	Ц2-250	Ц2-300	Д2-350	Ц2-400	Ц2-500	Ц2-650	Ц2-750	Ц2-1000
З — тихоходный вал с зубчатым венцом (число зубьев $Z = 40$ )								
$D$	147	210	252	252	336	420	504	672
$B$	20	25	30	30	40	50	60	80
$d_2$	72	80	110	110	150	160	200	320
$d_3$	95	105	140	140	215	230	290	445
$d_4$	62	70	100	100	60	70	140	230
$L_4$	180	205	230	255	295	370	430	580
$l_2$	38	50	60	60	65	70	90	130
$l_3$	43	55	65	65	85	90	105	150
$l_4$	40	40	40	50	20	20	45	55
Ц — тихоходный вал с цилиндрическим венцом								
$d_5$	65	75	85	95	110	140	170	220
$d_6$	32	50	50	50	80	80	105	140
$d_7$	10	12	12	12	12	12	16	20
$l_5$	105	105	130	130	165	200	240	280
$l_6$	20	20	20	20	20	22	26	32
$b_1$	18	20	22	25	28	36	40	50
$t_1$	71	82	93	104	120	152	184	237

## 8. Редукторы цилиндрические двухступенчатые типа Ц2У

Зубчатые цилиндрические двухступенчатые узкие горизонтальные редукторы общемашиностроительного применения выполняются по следующим типоразмерам: Ц2У-100, Ц2У-125, Ц2У-160, Ц2У-200, Ц2У-250. Номинальный вращающий момент на выходном валу 250—4000 Н·м при номинальных передаточных числах 8—40.

Входной вал имеет конический конец, а конец выходного вала может иметь несколько исполнений: конический в виде зубчатого венца, полый со шлицевым отверстием, для соединения приборов управления.

Пример обозначения цилиндрического двухступенчатого редуктора с межосевым расстоянием тихоходной ступени 200 мм, номинальным передаточным числом 20, вариантом сборки 12, категории точности 1, коническим концом выходного вала К, климатического исполнения У и категории размещения 3 по ГОСТ 15150:

Редуктор Ц2У-200-20-12 К-1-У3.

То же, с концом выходного вала в виде части зубчатой муфты:

Редуктор Ц2У-200-20-12 М-1-У3.

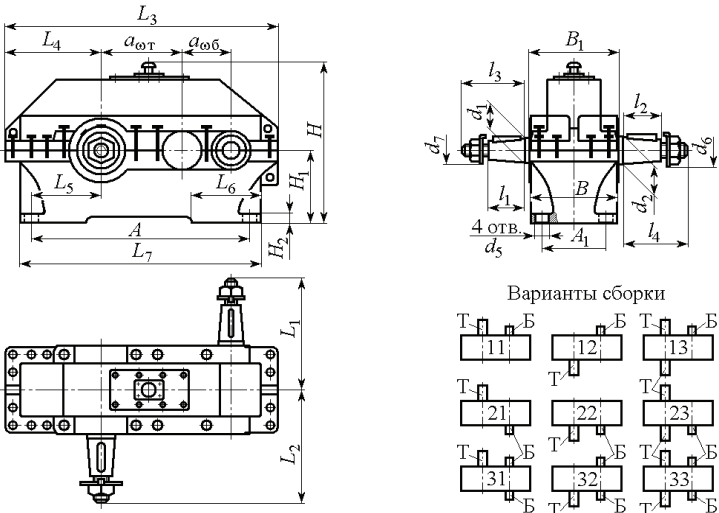
Таблица П8.1

### Допускаемые нагрузки

Типоразмер редуктора	Ц2У-100	Ц2У-125	Ц2У-160	Ц2У-200	Ц2У-250
Номинальный вращающий момент на выходном валу $T_{\text{вых}}$ , Н·м	250	500	1 000	2 000	4 000
Номинальная радиальная сила на входном валу $F_{\text{вх}}$ , Н	500	750	1 000	2 000	3 000
Номинальная радиальная сила на выходном валу $F_{\text{вых}}$ , Н·м	4 000	5 600	8 000	11 200	16 000

Таблица П8.2

**Габаритные и присоединительные размеры, мм, цилиндрических  
двухступенчатых горизонтальных редукторов типа Ц2У**

					
Обозначение	Ц2У-100	Ц2У-125	Ц2У-160	Ц2У-200	Ц2У-250
	Объем заливаемого масла, л				
	1,5	2,2	4,5	9	15
	Масса, кг				
	35	53	95	170	320
$a_{\text{об}}$	80	80	100	125	160
$a_{\text{от}}$	100	125	160	200	250
$A$	290	335	425	515	670
$A_1$	109	125	140	165	218
$B$	145	165	195	230	280
$B_1$	155	175	206	243	290
$H$	112	132	170	212	265
$H_1$	224	265	335	412	515
$H_2$	18	20	24	30	32
$L_1$	136	145	170	212	265
$L_2$	165	206	224	280	335
$L_3$	380	437	545	670	800
$L_4$	130	155	195	236	280

Окончание табл. П8.2

Обозначение	Ц2У-100	Ц2У-125	Ц2У-160	Ц2У-200	Ц2У-250
	Объем заливаемого масла, л				
	1,5	2,2	4,5	9	15
	Масса, кг				
	35	53	95	170	320
$L_6$	90	100	125	160	190
$L_7$	325	375	475	580	730
$d_1$	20	20	25	30	40
$d_2$	33	45	55	70	90
$d_5$	15	19	24	24	28
$d_6$	M24×1,5	M24×1,5	M24×1,5	M24×1,5	M24×1,5
$d_7$	32	32	40	45	50
$l_1$	36	36	42	58	82
$l_2$	58	82	82	105	130
$l_3$	50	50	60	80	110
$l_4$	80	110	110	140	170

Таблица П8.3

Размеры выходных концов валов, мм

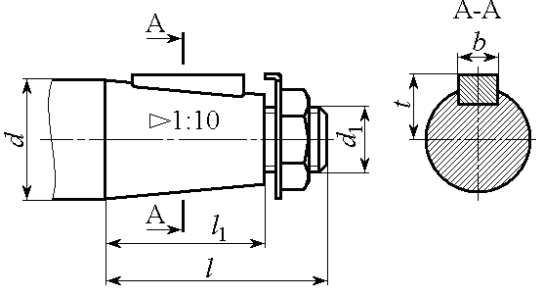
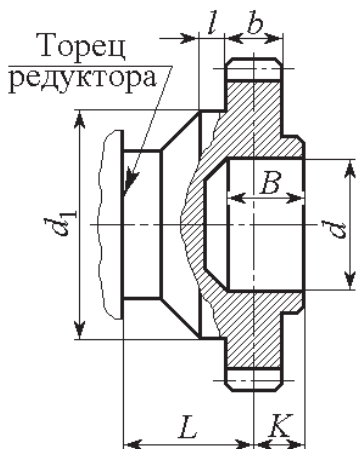
													
Типоразмер	Тихоходный вал						Быстроходный вал						
	$d$	$d_1$	$l$	$l_1$	$b$	$t$	$d$	$d_1$	$l$	$l_1$	$b$	$t$	
Ц2У-100	35	M20×1,5	80	58	6	18,55	20	M12×1,25	50	36	4	10,6	
Ц2У-125	45	M30×2	110	82	12	23,45	—	—	—	—	—	—	
Ц2У-160	55	M36×3	110	82	14	28,95	25	M16×1,5	60	42	5	13,45	
Ц2У-200	70	M48×3	140	105	18	36,38	30	M20×1,5	80	58	6	16,05	
Ц2У-250	90	M64×4	170	130	22	46,75	40	M24×2	110	82	10	20,95	

Таблица П8.4

Размеры концов тихоходных валов в виде части зубчатой муфты, мм



Типоразмер редуктора	Зацепление			$L$	$l$ , не ме- нее	$K$	$B$	$d$		$d_1$
	$m$	$Z$	$b$					номи- нальный	предель- ные откло- нения	
Ц2У-160	4	40	20	48	20	19	38	72	E6	95
Ц2У-200	5	40	25	55	20	22	50	80	E6	105
Ц2У-250	6	40	30	66	20	25	60	110	E6	40

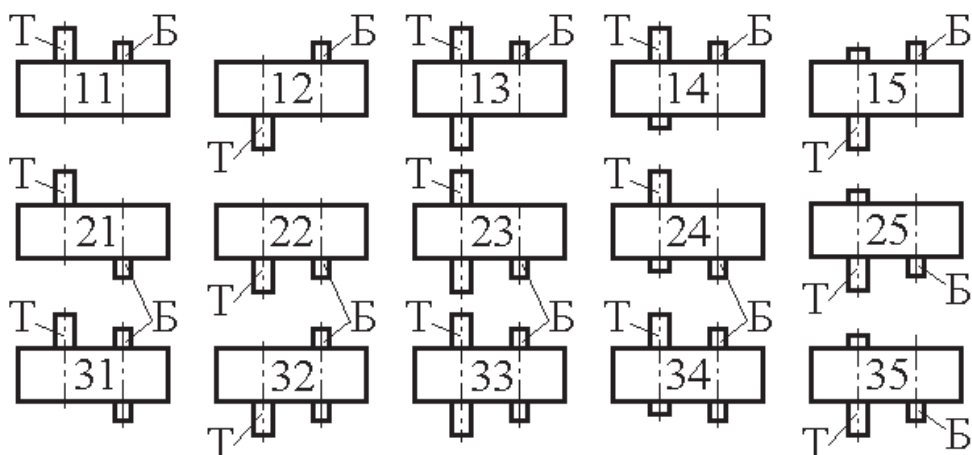
## 9. Редукторы цилиндрические двухступенчатые типа Ц2У-Н

Редукторы этого типа по габаритным размерам и передаваемым вращающим моментам продолжают ряд редукторов типа Ц2У. Их выполняют пяти типоразмеров для передачи вращающего момента на выходном валу 7000–50 000 Н·м при передаточных числах 8–50. Буква Н в обозначении указывает, что зубчатые передачи имеют зацепление Новикова.

Редукторы изготовляют по вариантам сборки 11–15, 21–25, 31–35 в соответствии с ГОСТ 20373. Варианты сборки 11–13 и 21–23 являются предпочтительными.

### Варианты сборки

Т — тихоходный вал, Б — быстроходный вал



Пример обозначения цилиндрического двухступенчатого редуктора с межосевым расстоянием тихоходной ступени 315 мм с передачами Новикова, номинальным передаточным числом 25, вариантом сборки 12, категорией качества 1, климатическим исполнением У и категорией размещения 3 по ГОСТ 15150:

Редуктор Ц2У-315 Н-25-12-1-У3.

То же, с концом выходного вала в виде части зубчатой муфты:

Редуктор Ц2У-315 Н-25-12 М-1-У3.

Таблица П9.1

## Основные технические характеристики редукторов

Наименование технических характеристик		Типоразмер редуктора					
		Ц2У-315Н	Ц2У-355Н	Ц2У-400Н	Ц2У-450Н	Ц2У-500Н	
Межосевое расстояние, мм		тихоходной ступени $a_{\text{от}}$	315	355	400	450	500
		быстроходной ступени $a_{\text{об}}$	200	225	250	280	315
Допускаемая радиальная консольная нагрузка, Н	на быстроходном валу $P_6$	для вариантов сборок 11–15, 21–25	4 000	5 000	7 100	10 000	12 500
		для вариантов сборок 31–35	2 000	2 500	3 550	5 000	6 250
	на тихоходном валу $P_r$	для вариантов сборок 11, 12, 14, 15, 21, 22, 24, 25, 31, 32, 34, 35	22 400	28 000	31 500	60 000	80 000
		для вариантов сборок 13, 23, 33	11 200	14 000	15 750	30 000	40 000
Коэффициент полезного действия		0,98	0,98	0,98	0,97	0,97	
Масса, кг, (для $u_H = 25$ ), справочная		510	700	930	1 530	2 090	



Таблица П9.2

Допускаемый крутящий момент  $M_T$ , Н·м, на тихоходном валу  
редуктора Ц2У-315Н при нереверсивном режиме работы

Частота вращения быстроходного вала $n_6$ , об/мин	Режим работы	Передаточное число $\frac{\text{НОМИНАЛЬНОЕ}}{\text{ФАКТИЧЕСКОЕ}}$								
		$\frac{8}{8,1}$	$\frac{10}{10,4}$	$\frac{12,5}{12,8}$	$\frac{16}{16,4}$	$\frac{20}{20,3}$	$\frac{25}{25}$	$\frac{31,5}{31,9}$	$\frac{40}{38,6}$	$\frac{50}{49,3}$
500	Л	10 300	10 700	10 400	9900	10 800	11 200	9800	8 700	10 700
	С	9 200	9 200	9 200	9 200	8 600	8 600	8 600	8 600	7 900
	Т	9 200	9 200	9 200	9 200	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
750	Л	9 700	10 100	10 300	9000	10 100	10 500	9800	8 700	10 000
	С	9 200	9 200	9 200	9 200	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
	Т	9 100	9 200	9 200	9 100	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
1000	Л	9 200	9 600	9 900	9 800	9 600	10 000	9 800	8 700	9 600
	С	9 200	9 200	9 200	9 200	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
	Т	8 900	9 100	9 100	8 800	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
1500	Л	9 100	9 200	9 300	9 600	9 000	9 300	9 700	8 600	8 900
	С	8 900	9 100	9 200	9 200	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
	Т	8 600	8 800	8 800	8 500	8 600	8 600	8 600	8 400	7 600

Таблица П9.3

**Допускаемый крутящий момент  $M_T$ , Н·м, на тихоходном валу  
редуктора Ц2У-355Н при нереверсивном режиме работы**

Частота вращения быстроходного вала $n_6$ , об/мин	Режим работы	Передаточное число <span style="float:right"><u>номинальное</u> <u>фактическое</u></span>								
		<u>8</u> 8,1	<u>10</u> 10,4	<u>12,5</u> 12,8	<u>16</u> 16,4	<u>20</u> 20,3	<u>25</u> 25	<u>31,5</u> 31,9	<u>40</u> 38,6	<u>50</u> 49,3
500	Л	14 000	14 600	14 200	13 500	12 500	15 300	13 500	12 000	14 700
	С	12 600	12 600	12 600	12 600	12 500	11 700	11 700	12 000	10 800
	Т	12 600	12 600	12 600	12 600	12 000	11 700	11 700	11 700	10 400
750	Л	13 200	13 700	14 000	13 400	12 500	14 300	13 500	12 000	13 700
	С	12 600	12 600	12 600	12 600	12 300	11 700	11 700	11 700	10 400
	Т	12 500	12 600	12 600	12 500	11 700	11 700	11 700	11 700	10 400
1000	Л	12 500	13 100	13 600	13 300	12 300	13 600	13 500	12 000	13 100
	С	12 500	12 600	12 600	12 600	11 900	11 700	11 700	17 000	10 400
	Т	12 200	12 600	12 600	12 600	11 500	11 700	11 700	11 700	10 400
1500	Л	12 300	12 400	12 600	12 900	12 100	12 700	13 200	11 800	12 200
	С	12 300	12 400	12 500	12 600	11 300	11 700	11 700	11 700	10 400
	Т	11 900	12 100	12 100	11 700	11 100	11 700	11 700	11 700	10 400

Таблица П9.4

Допускаемый крутящий момент  $M_T$ , Н·м, на тихоходном валу  
редуктора Ц2У-400Н при неререверсивном режиме работы

Частота вращения быстроходного вала $n_6$ , об/мин	Режим работы	Передаточное число $\frac{\text{номинальное}}{\text{фактическое}}$								
		$\frac{8}{8,1}$	$\frac{10}{10,4}$	$\frac{12,5}{12,8}$	$\frac{16}{16,4}$	$\frac{20}{20,3}$	$\frac{25}{25}$	$\frac{31,5}{31,9}$	$\frac{40}{38,6}$	$\frac{50}{49,3}$
500	Л	19 600	19 800	19 400	18 400	20 700	20 900	18 300	16 200	20 400
	С	17 700	17 700	17 700	17 700	16 400	16 400	16 400	16 200	15 000
	Т	17 700	17 700	17 700	17 700	16 400	16 400	16 400	16 200	14 600
750	Л	18 500	19 300	19 100	18 200	19 300	20 000	18 300	16 200	19 100
	С	17 700	17 700	17 700	17 700	16 400	16 400	16 400	16 200	14 600
	Т	17 400	17 700	17 700	17 400	16 400	16 400	16 400	16 200	14 600
1000	Л	17 500	18 300	18 700	18 000	18 400	19 100	18 200	16 200	18 200
	С	17 500	17 700	17 700	17 700	16 400	16 400	16 400	16 200	14 600
	Т	17 000	17 500	17 400	16 800	16 400	16 400	16 400	16 200	14 060
1500	Л	—	—	17 700	17 500	17 200	17 800	17 900	15 900	17 000
	С	—	—	17 500	17 500	16 400	16 400	16 400	15 900	14 600
	Т	—	—	16 800	16 300	16 400	16 400	16 400	15 900	14 600

Таблица П9.5

**Допускаемый крутящий момент  $M_T$ , Н·м, на тихоходном валу  
редуктора Ц2У-450Н при нереверсивном режиме работы**

Частота вращения быстрого вала $n_b$ , об/мин	Режим работы	Передаточное число <u>номинальное</u> <u>фактическое</u>								
		<u>8</u> 8,1	<u>10</u> 10,4	<u>12,5</u> 12,8	<u>16</u> 16,4	<u>20</u> 20,3	<u>25</u> 25	<u>31,5</u> 31,9	<u>40</u> 38,6	<u>50</u> 49,3
500	Л	35 800	36 400	35 900	33 800	30 500	39 000	33 100	40 200	33 500
	С	34 400	35 400	35 400	33 800	30 500	33 400	33 100	29 500	30 700
	Т	34 400	35 400	35 400	33 800	30 500	33 400	33 100	29 500	29 500
750	Л	34 800	35 500	35 300	33 400	30 300	38 800	33 100	37 600	33 500
	С	33 500	34 600	34 800	33 400	30 300	33 400	33 100	29 500	29 500
	Т	33 500	34 600	34 800	33 400	30 300	33 400	33 100	29 500	29 500
1000	Л	32 600	34 700	34 600	32 800	29 900	38 300	32 800	35 800	33 400
	С	32 600	33 800	34 100	32 800	29 900	33 400	32 800	29 500	29 500
	Т	32 600	33 800	34 100	32 800	29 900	33 400	32 800	29 500	29 500
1500	Л	—	—	32 800	31 700	29 100	36 300	32 100	33 500	32 900
	С	—	—	32 700	31 700	29 100	33 400	32 100	29 500	29 500
	Т	—	—	32 700	31 700	29 100	33 400	32 100	29 500	29 500

Таблица П9.6

Допускаемый крутящий момент  $M_T$ , Н·м, на тихоходном валу  
редуктора Ц2У-500Н при неререверсивном режиме работы

Частота вращения быстроходного вала, $n_6$ об/мин	Режим работы	Передаточное число $\frac{\text{НОМИНАЛЬНОЕ}}{\text{ФАКТИЧЕСКОЕ}}$								
		$\frac{8}{8,1}$	$\frac{10}{10,4}$	$\frac{12,5}{12,8}$	$\frac{16}{16,4}$	$\frac{20}{20,3}$	$\frac{25}{25}$	$\frac{31,5}{31,9}$	$\frac{40}{38,6}$	$\frac{50}{49,3}$
500	Л	49 600	50 700	50 200	47 700	42 100	50 900	61 700	53 100	43 500
	С	47 100	47 100	47 100	47 100	42 100	45 200	42 800	40 100	41 700
	Т	47 100	47 100	47 100	47 100	42 100	45 200	42 800	40 000	40 000
750	Л	48 100	49 300	49 100	46 900	41 700	50 300	42 700	51 100	43 500
	С	46 100	47 100	47 100	46 900	41 700	45 200	42 700	40 000	40 000
	Т	46 100	41 700	47 100	46 900	41 700	45 200	42 700	40 000	40 000
1000	Л	44 400	48 000	48 000	46 000	41 100	49 600	42 200	48 700	43 200
	С	44 400	46 600	46 900	46 000	41 100	45 200	42 200	40 000	40 000
	Т	44 400	46 600	46 900	46 000	41 100	45 200	42 200	40 000	40 000
1500	Л	—	—	—	44 200	39 800	48 100	41 200	45 500	42 500
	С	—	—	—	44 200	39 800	45 200	41 200	40 000	40 000
	Т	—	—	—	44 200	39 800	45 200	41 200	40 000	40 000

Таблица П9.7

**Габаритные и присоединительные размеры цилиндрических горизонтальных редукторов типа Ц2У-Н, мм**

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Таблица П9.8

## Размеры концов валов, мм

Цилиндрические концы валов

Редуктор	Быстроходный вал				Тихоходный вал			
	$d$	$l$	$b$	$t$	$d$	$l$	$b$	$t$
Ц2У-315Н	$50^{+0,025}_{+0,009}$	110	14	53,5	$50^{+0,035}_{+0,013}$	210	28	116
Ц2У-355Н	$55^{+0,030}_{+0,011}$	110	15	59	$55^{+0,040}_{+0,015}$	210	32	134
Ц2У-400Н	$60^{+0,030}_{+0,011}$	140	18	64	$60^{+0,040}_{+0,015}$	250	36	143
Ц2У-450Н	$80^{+0,030}_{+0,011}$	170	22	85	$80^{+0,040}_{+0,015}$	300	40	169
Ц2У-500Н	$90^{+0,035}_{+0,011}$	170	25	95	$90^{+0,040}_{+0,015}$	300	45	190

Концы тихоходных валов в виде части зубчатой муфты

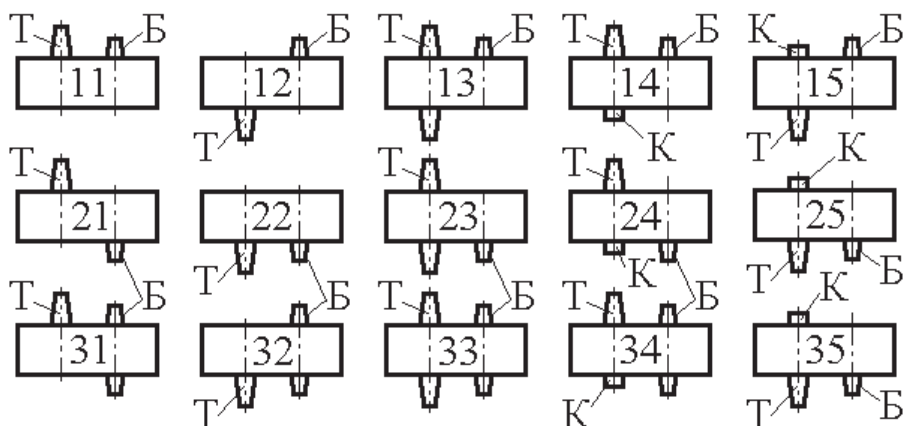
Редуктор	Зацепление			$L$	$l$	$K$	$d$	$B$	$d_1$
	$m$	$z$	$b$						
Ц2У-315Н	6	40	30	250	20	25	$110^{+0,040}_{+0,090}$	60	140
Ц2У-355Н	7	40	35	280	20	30	$110^{+0,040}_{+0,015}$	65	140
Ц2У-400Н	8	40	40	300	20	35	$150^{+0,050}_{+0,105}$	65	215
Ц2У-450Н	10	40	50	400	20	40	$160^{+0,050}_{+0,105}$	70	200
Ц2У-500Н	10	40	50	430	20	40	$160^{+0,050}_{+0,105}$	70	230

## 10. Редукторы цилиндрические трехступенчатые типа ЦЗУ

Ряд редукторов этого типа состоит из трех типоразмеров с межосевыми расстояниями тихоходной ступени 160, 200 и 250 мм и обеспечивает передачу выходным валом вращающих моментов 1000–4000 Н·м при передаточных числах 45–200.

### Варианты сборки

Т — тихоходный вал, Б — быстроходный вал, К — командоаппарат



Допускаемые нагрузки в цилиндрических трехступенчатых горизонтальных редукторах:

Типоразмер редуктора	ЦЗУ-160	ЦЗУ-200	ЦЗУ-250
Номинальный вращающий момент на выходном валу, Н·м	1000	2000	4000
Номинальная радиальная сила, Н:			
на входном валу	500	1000	2000
на выходном валу	8000	11 200	16 000
Номинальные передаточные числа	45; 50; 56; 63	80; 100	125; 160



Таблица П10.1

**Габаритные и присоединительные размеры, мм,  
цилиндрических трехступенчатых горизонтальных редукторов типа ЦЗУ**

Параметры	Типоразмер редуктора			Параметры	Типоразмер редуктора		
	ЦЗУ-160	ЦЗУ-200	ЦЗУ-250		ЦЗУ-160	ЦЗУ-200	ЦЗУ-250
$a_{об}$	160	200	250	$a_{от}$	80	100	125
$a_{оп}$	100	125	160	$A$	475	580	750
$A_1$	140	165	218	$B$	195	230	280
$B_1$	206	243	290	$H$	170	212	265
$H_1$	345	425	530	$H_2$	28	36	40
$L_1$	160	190	236	$L_2$	224	280	335
$L_3$	630	775	950	$L_4$	195	236	290
$L_5$	136	165	212	$L_6$	145	185	230
$L_7$	530	650	825	$b_1$	4	5	5
$d_1$	20	25	30	$d_2$	55	70	90
$d_3$	M12x1,25	M16x1,5	M20x1,5	$d_4$	M36x3	M48x3	M64x4
$d_5$	24	24	8	$d_7$	40	45	50
$d_8$	88	100	130	$l_1$	36	42	58
$l_2$	82	105	130	$l_3$	50	60	80
$l_4$	110	140	170	Масса, кг	106	186	335
Объем заливаемого масла, л					6,2	12,0	18,4

Таблица П10.2

Размеры концов выходных валов, мм

Типоразмер редуктора	Тихоходный вал с концом в виде части зубчатой муфты								
	Зацепление			L	l	K	B	d	d <sub>1</sub>
	m	z	b						
ЦЗУ-160	4	40	20	48	20	19	38	72	95
ЦЗУ-200	5	40	25	55	20	22	50	80	105
ЦЗУ-250	6	40	30	66	20	25	60	110	140

Типоразмер редуктора	Тихоходный вал с коническим концом					
	d	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>5</sub>	b <sub>1</sub>	t
ЦЗУ-160	55	M36x3	110	82	14	28,98
ЦЗУ-200	70	M48x3	140	105	18	36,38
ЦЗУ-250	90	M64x4	170	130	22	46,75

Типоразмер редуктора	Быстроходный вал с коническим концом					
	d	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>5</sub>	b <sub>1</sub>	t
ЦЗУ-160	20	M12x1,25	50	36	4	10,60
ЦЗУ-200	25	M16x1,5	60	42	5	13,45
ЦЗУ-250	30	M20x1,5	80	58	6	16,05

## 11. Редукторы цилиндрические трехступенчатые вертикальные крановые типа 1ЦЗУВк

Редукторы цилиндрические трехступенчатые вертикальные типов-размеров 1ЦЗУВк предназначены для изменения крутящих моментов и частот вращения.

Условия применения редукторов:

- нагрузка постоянная и переменная по значению;
- одного направления и реверсивная;
- работа длительная или с периодическими остановками;
- вращение валов в любую сторону;
- частота вращения входного вала не должна превышать 1800 об/мин;
- климатическое исполнение У, Т для категорий размещения 1–3 и климатическое исполнение УХЛ и О для категории размещения 4 по ГОСТ 15150–69;
- при работе в повторно-кратковременных режимах допускается увеличение крутящих моментов с коэффициентом К.

Режим работы:	К
непрерывный (Н) ПВ = 100 %	1,0
тяжелый (Т) ПВ = 40 %	1,25
средний (С) ПВ = 25 %	1,6
легкий (Л) ПВ = 15 %	2,0

Пример записи условного обозначения редукторов без фланца типа 1ЦЗУВк с межосевым расстоянием 200 мм, передаточным числом 20, вариантом сборки 16, климатического исполнения У, категории размещения 1:

Редуктор 1ЦЗУВк-200-20-16У1.

Таблица П11.1

Номинальный момент на тихоходном валу, Н·м

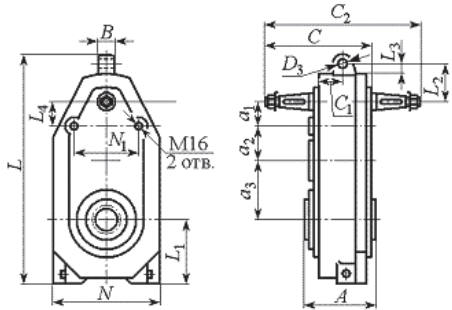
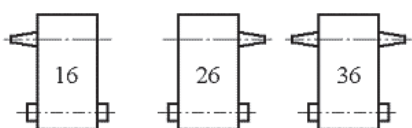
Редуктор	Передаточное отношение							
	10; 12,5	16; 20	25; 31,5	40	50	63	80	100
1ЦЗУВК-100	250	250	250	250	—	—	—	—
1ЦЗУВК-125	500	500	500	500	500	—	—	—
1ЦЗУВК-160	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	—
1ЦЗУВК-200	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000
1ЦЗУВК-250	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000

*Примечания:* 1. Номинальный момент на выходном валу постоянный, при действии которого редуктор отрабатывает заданный ресурс 25 000 ч при частоте вращения входного вала 1000 об/мин и 15 000 ч при 1500 об/мин.

2. Редуктор допускает кратковременные перегрузки, возникающие при пусках и остановках, превышающие номинальные в 2,5 раза.

Таблица П11.2

Габаритные и присоединительные размеры, мм

						<p>Варианты сборки</p> 					
Редуктор						Редуктор					
Параметры	1ЦЗУ ВК-100	1ЦЗУ ВК-125	1ЦЗУ ВК-160	1ЦЗУ ВК-200	1ЦЗУ ВК-250	Параметры	1ЦЗУ ВК-100	1ЦЗУ ВК-125	1ЦЗУ ВК-160	1ЦЗУ ВК-200	1ЦЗУ ВК-250
$a_1$	80	80	100	125	160	$a_2$	100	125	160	160	200
$a_3$	100	125	160	200	250	$A$	174	204	236	240	286

Окончание табл. П11.2

Параметры	Редуктор					Параметры	Редуктор				
	1ЦЗУ ВК-100	1ЦЗУ ВК-125	1ЦЗУ ВК-160	1ЦЗУ ВК-200	1ЦЗУ ВК-250		1ЦЗУ ВК-100	1ЦЗУ ВК-125	1ЦЗУ ВК-160	1ЦЗУ ВК-200	1ЦЗУ ВК-250
$B$	40	40	50	60	80	$C$	231	262	293	314	360
$C_1$	85	92	111	108	126	$C_2$	297	326	356	402	457
$D_3$	18	18	22	26	30	$L$	531	608	751	848	1047
$L_1$	118	140	171	210	248	$L_2$	113	113	138	123	154
$L_3$	28	28	28	32,5	38	$L_4$	170	100	100	100	100
$N$	200	244	304	392	472	Масса, кг	45	73	109	186	288
$N_1$	135	180	220	200	200						

Таблица П11.3

## Размеры концов валов, мм

Конические концы быстроходных валов									
Редуктор	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$l$	$l_1$	$b$	$h$	$t$	
ЦЗВК-100	25	22,9	36	60	42	5	5	3	
ЦЗВК-125	25	22,9	36	60	42	5	5	3	
ЦЗВК-160	28	25,9	36	60	42	5	5	5	
ЦЗВК-200	35	32,1	42	80	58	6	6	3,5	
ЦЗВК-250	38	35,1	50	80	58	6	6	3,5	
Тихоходные валы									
Редуктор	$l$	$l_1$	$l_2$	$d$	$D \times m \times 9H$ (ГОСТ 6033–80)				
ЦЗПК-100	174	25	35	50	45×2×9H				
ЦЗВК-125	204	25	38	55	50×2×9H				
ЦЗВК-160	236	37	42	70	65×2×9H				
ЦЗВК-200	240	44	60	85	80×2,5×9H				
ЦЗВК-250	286	43	70	105	100×2,5×9H				

12. Редукторы трехступенчатые вертикальные крановые типа ВК

Таблица П12.1

Основные техничские характеристики

Типоразмер редуктора	Передаточное число $и$	$M_T$ , Н·м	Масса редуктора, кг	$A_{от}$	$A_{оп}$	$A_{об}$
ВК-350	10; 14; 31,5; 50	1500	73	130	130	90
ВК-475	20; 28; 50; 112	2000	215	210	160	105
ВК-550	18; 31,5; 71; 125	2800	279	220	190	140

Таблица П12.2

Габаритные и присоединительные размеры, мм

Technical drawing of a three-stage vertical worm gearbox. The drawing includes a front view (left) and a side view (right). Dimensions are indicated by lines and labels:  $L_1$  (total height),  $L_2$  (height to first stage),  $L_3$  (height to second stage),  $L_4$  (height to third stage),  $L_5$  (width of base),  $L_6$  (width of top),  $B$  (total width),  $B_1$  (width of first stage),  $B_2$  (width of second stage),  $H$  (height of housing),  $H_1$  (height of mounting flange), and  $d$  (output shaft diameter). The side view also shows the number of teeth  $z_{OTB}$  on the output gear.

Схемы сборки  
редукторов

Three simplified assembly diagrams for gearbox types ВК-13, ВК-23, and ВК-33. Each diagram shows the arrangement of input, output, and intermediate shafts. The diagrams are labeled 13, 23, and 33 respectively.

Типо- размер редуктора	$L$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$	$L_6$	$B$	$B_1$	$B_2$	$H$	$H_1$	$d$
ВК-350	558	280	185	50	—	180	197,5	220	220	185	298	160	17
ВК-475	790	482	200	50	80	260	242,5	250	255	215	458	220	17
ВК-550	880	557	320	50	70	280	257,5	280	285	245	488	235	17

Таблица П12.3

## Размеры концов входных и выходных валов, мм

Типоразмер редуктора	Входной вал								Выходной вал			
	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$l$	$l_1$	$b$	$h$	$t$	$d_4$	$l_2$	$t_1$	$b_1$
ВК-350	30	35	28,9	88	60	8	7	4	35	55	38,5	10
ВК-475	40	50	35,9	110	82	10	9	5	65	110	65	18
ВК-550	40	50	35,9	110	82	10	9	5	80	110	85	22

Условное обозначение редуктора при заказе:

Редуктор ВК — 550 — 31,5 — 33 — У3

Тип редуктора

Суммарное межосевое  
расстояние, мм

передаточное число

Схема сборки

Климатическое исполнение и категория размещения  
по ГОСТ 15150–69

### 13. Редукторы вертикальные крановые усиленные типа ВКУ

Редукторы ВКУ-М (вертикальные крановые усиленные модернизированные) служат для понижения числа оборотов от двигателя к механизму и предназначены для установки на механизмах грузоподъемных кранов или других машин, работающих в крановых режимах, допускают реверсивную работу. Редукторы применяются для эксплуатации в макроклиматических районах с умеренным климатом (исполнение У), сухим и влажным тропическим климатом (исполнение Т), категория размещения 2 по ГОСТ 15150 в неагрессивной среде.

Таблица П13.1

**Технические характеристики крановых редукторов ВКУ  
с передаточными числами  
14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40;  
45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125**

Параметры	Типоразмер редуктора			
	ВКУ-500М	ВКУ-610М	ВКУ-765М	ВКУ-965М
Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Н·м (ПВ = 40 %)	3320	6000	12 200	19 750
Масса, кг	330	450	820	1530



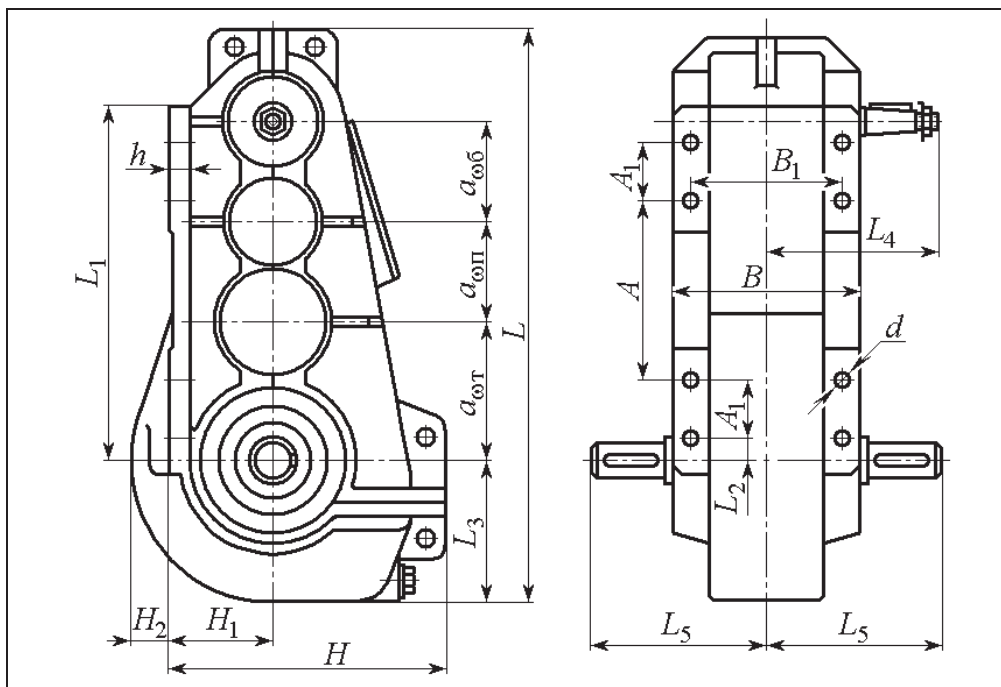
Таблица П13.2

## Присоединительные размеры выходных валов крановых редукторов ВКУ

Редуктор крановый	Быстроходный вал (конический)						Тихоходный вал (цилиндрический)			
	$d$	$d_1$	$l$	$l_1$	$b$	$t$	$d_2$	$l_2$	$b_1$	$t_1$
ВКУ-500М	40	M24×2,0	110	82	10	20,95	65	105	18	69
ВКУ-610М	40	M24×2,0	110	82	10	20,95	80	130	22	85
ВКУ-765М	50	M36×3,0	110	82	12	25,95	125	165	32	136
ВКУ-965М	65	M42×3,0	140	105	16	33,9	125 (140)	165 (200)	32 (36)	136 (152)

Таблица П13.3

Габаритные и присоединительные размеры крановых редукторов ВКУ



Параметры	ВКУ-500М	ВКУ-610М	ВКУ-765М	ВКУ-965М
$A_{\text{от}}$	200	250	315	400
$A_{\text{об}}$	140	160	200	250
$A_1$	70	70	110	120
$B_1$	320	305	385	540
$H_1$	160	250	290	320
$L$	840	1000	1220	1565
$L_2$	85	50	45	75
$L_4$	305	325	370	450
$d$	17	17	26	33

Параметры	ВКУ-500М	ВКУ-610М	ВКУ-765М	ВКУ-965М
$A_{\text{оп}}$	160	200	250	315
$A$	240	375	440	570
$B$	360	350	445	620
$H$	475	585	675	930
$H_2$	40	-	-	75
$L_1$	505	605	745	960
$L_3$	200	240	284	385
$L_5$	310	355	440	495
$h$	30	35	40	45

## 14. Муфты зубчатые

Муфты используются для постоянного соединения соосных валов и одновременной компенсации их незначительных угловых и радиальных смещений.

Таблица П14.1

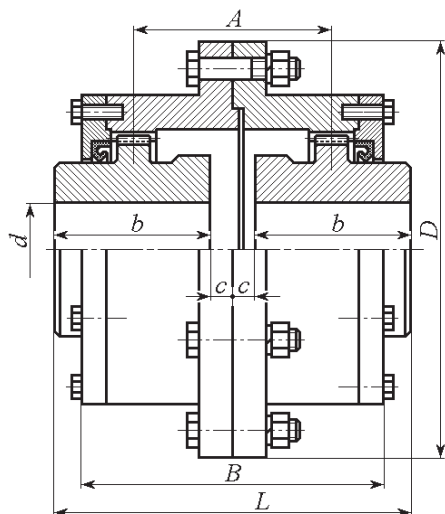
### Технические характеристики муфт зубчатых

Номер муфты МЗ/МЗП	Частота вращения, об/мин	Крутящий момент, Н·м	Масса, МЗ/МЗП, кг	Номер муфты МЗ/МЗП	Частота вращения, об/мин	Крутящий момент, Н·м	Масса, МЗ/МЗП, кг
1/1	6 300	710	12/11	9/9	1 700	30 000	176/179
2/2	5 000	1 400	16/16	10/10	1 400	50 000	264/264
3/3	4 000	3 150	30/30	11/11	1 250	71 000	376/372
4/4	3 350	5 600	51/48	12/12	1 120	100 000	531/520
5/5	2 800	8 000	61/62	13/13	1 000	150 000	739/750
6/6	2 500	11 800	81/80	14/13	900	200 000	933/924
7/7	2 120	19 000	109/111	15/13	800	250 000	1288/1237
8/8	1 900	23 600	146/147				

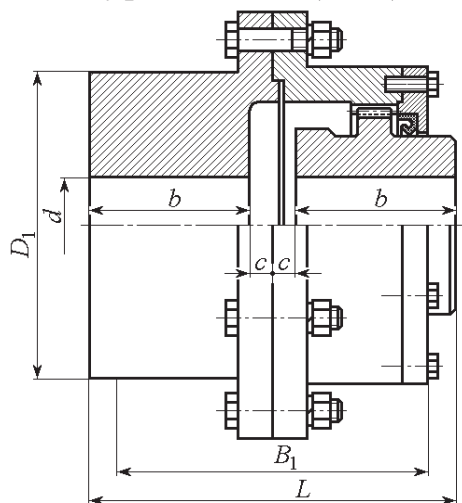
Таблица 14.2

## Габаритно-присоединительные размеры муфт зубчатых, мм

Муфты 1-го типа (МЗ)



Муфты 2-го типа (МЗП)



Номер муф- ты МЗ/МЗП	$D$	$d$	$d_1$	$D_1$	$L$	$B$	$B_1$	$b$	$c$	$A$
1/1	170	15	40	110	117	112	114	55	2,5	49
2/2	185	25	50	135	147	138	142	70	2,5	175
3/3	220	35	60	160	177	172	164	85	2,5	95
4/4	250	40	75	185	217	202	209	105	2,5	125
5/5	290	45	90	210	242	226	234	115	5	145
6/6	320	55	105	240	262	251	256	125	5	160
7/7	350	60	120	270	292	276	284	140	5	185
8/8	380	75	140	300	332	301	316	160	5	210
9/9	430	85	160	330	342	316	329	165	5	320
10/10	490	105	180	390	372	349	360	180	5	245
11/11	545	115	220	445	412	389	400	200	5	280
12/12	590	135	250	490	492	464	480	240	5	350
13/13	684	155	280	555	537	499	520	260	7,5	375
14/13	734	175	320	608	577	542	561	280	7,5	405

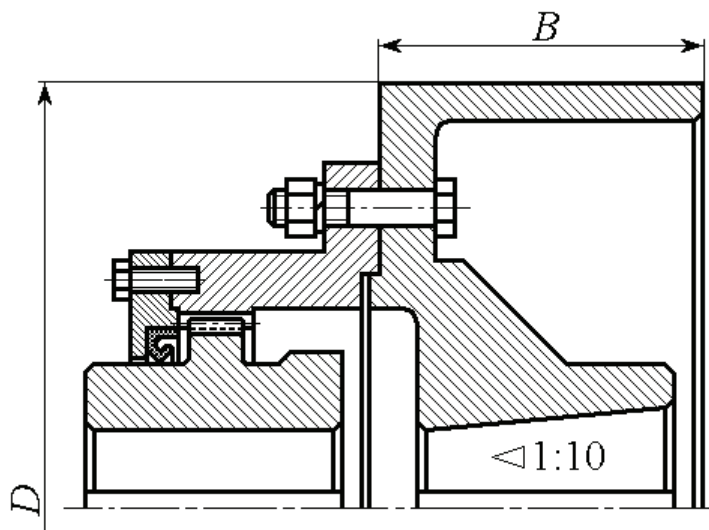
Примечания: 1. Втулки муфт зубчатых расточены предварительно на диаметр  $d$ .

2. По требованию заказчика диаметр расточки может быть изменен; максимальный диаметр расточки —  $d_1$ .

3. Предельные отклонения диаметров цилиндрических отверстий — Н7, конических — Н9.

Таблица П14.3

## Муфта МЗП с тормозным шкивом



Номер муфты	Наибольший передаваемый крутящий момент, Н·м	Диаметр тормозного шкива, $D$ , мм	Ширина тормозного шкива, $B$ , мм	Масса муфты, кг	Момент инерции муфты, кг·м <sup>2</sup>
МЗП-1	700	200	95	13	0,1
МЗП-2	1400	200	135	18	0,15
МЗП-3	3150	300	145	30	0,6
МЗП-4	5600	400	185	68	1,75
МЗП-5	8000	500	205	122	3,75

## 15. Муфты упругие втулочно-пальцевые

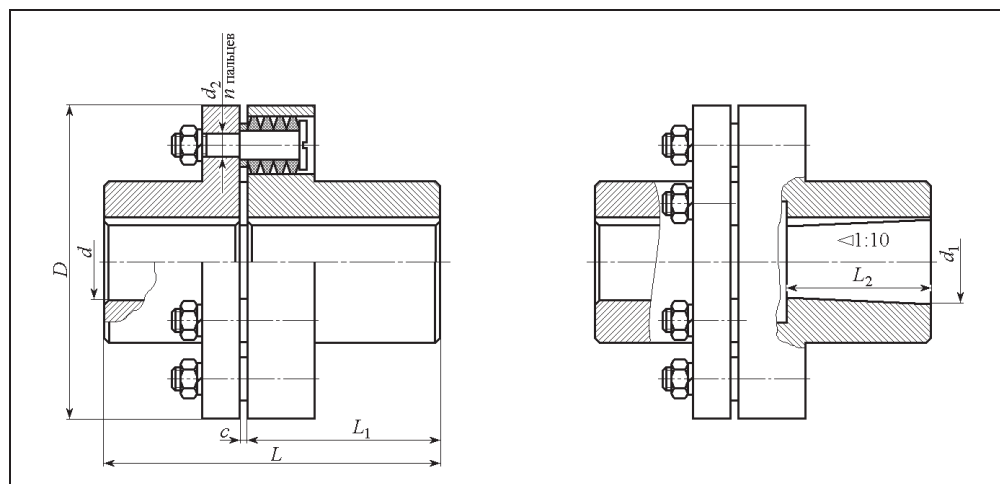
Таблица П15.1

Технические характеристики муфт упругих втулочно-пальцевых,  
ГОСТ 21.424–93

Обозначение муфт	Частота вращения, об/мин	Номинальный крутящий момент, Н·м	Обозначение муфт	Частота вращения, об/мин	Номинальный крутящий момент, Н·м
МУВП 31,5	6360	31,5	МУВП 710	3000	710
МУВП 63,5	5700	63,5	МУВП 1000	2880	1000
МУВП 125	4620	125	МУВП 2000	2280	2000
МУВП 250	3780	250	МУВП 4000	1800	4000
МУВП 500	3600	500			

Таблица П15.2

Габаритные и присоединительные размеры муфт упругих  
втулочно-пальцевых, мм



Продолжение табл. П15.2

Обозначение муфт	Параметры									
	$d$	$d_1$	$D$	$L$	$c$	$L_1$	$L_2$	$d_2$	$n$	Масса, кг
МУВП 31,5	16	—	50	84	4	40	—	9	4	1,4
	16	16	50	84	4	40	30	9	4	1,3
	18	—	50	84	4	40	—	9	4	1,3
	18	18	50	84	4	40	30	9	4	1,3
МУВП 63,5	20	—	90	104	4	50	—	9	6	1,9
	20	20	90	104	4	50	38	9	6	1,9
	22	—	90	104	4	50	—	9	6	1,9
	22	22	90	104	4	50	38	9	6	1,9
МУВП 125	25	—	120	125	5	60	—	12	4	4,7
	25	25	120	125	5	60	44	12	4	4,6
	28	—	120	125	5	60	—	12	4	4,6
	23	28	120	125	5	60	44	12	4	4,5
	30	—	120	165	5	80	—	12	4	4,8
	30	30	120	165	5	80	60	12	4	4,7
МУВП 250	32	—	140	165	5	80	—	12	6	7,3
	32	32	140	165	5	80	60	12	6	7,2
	35	—	140	165	5	80	—	12	6	7,1
	35	35	140	165	5	80	60	12	6	7,1
	36	—	140	165	5	80	—	12	6	7,1
	36	36	140	165	5	80	60	12	6	7,0
	38	—	140	165	5	80	—	12	6	6,9
	38	38	140	165	5	80	60	12	6	6,7

Обозначение муфта	Параметры									
	$d$	$d_1$	$D$	$L$	$c$	$L_1$	$L_2$	$d_2$	$n$	Масса, кг
МУВП 500	40	—	170	225	6	110	—	16	6	14,4
	40	40	170	225	6	110	85	16	6	14,2
	42	—	170	225	6	110	—	16	6	14,2
	42	42	170	225	6	110	85	16	6	14,1
	45	—	170	225	6	110	—	16	6	13,7
	45	45	170	225	6	110	85	16	6	13,4
МУВП 710	48	—	190	226	6	110	—	16	8	18,4
	48	48	190	226	6	110	—	16	8	18,2
	50	—	190	226	6	110	85	16	8	18,2
	50	50	190	226	6	110	—	16	8	17,7
	55	—	190	226	6	110	—	16	8	17,4
	55	55	190	226	6	110	—	16	8	17,0
МУВП 1000	60	—	220	286	6	140	—	16	10	27,4
	60	60	220	286	6	140	107	16	10	26,6
	65	—	220	286	6	140	—	16	10	26,3
МУВП 2000	70	—	250	288	8	140	—	20	10	40,1
	70	70	250	288	8	140	107	20	10	39,7
	75	—	250	288	8	140	—	20	10	38,9
	75	75	250	288	8	140	107	20	10	38,6
МУВП 4000	80	—	320	350	10	170	—	28	10	83,4
	80	80	320	350	10	170	135	28	10	82,9
	85	—	320	350	10	170	—	28	10	81,8
	85	85	320	350	10	170	135	28	10	81,4
	90	—	320	350	10	170	—	28	10	79,8
	90	90	320	350	10	170	135	28	10	78,9
	95	—	320	350	10	170	—	28	10	77,8
	95	95	320	350	10	170	135	28	10	77,3



Таблица П15.3

**Основные размеры и параметры втулочно-пальцевых муфт  
с тормозным шкивом**

Параметры	Номинальный вращающий момент $M_H$ , Н·м (допустимое угловое смещение валов $1^\circ$ )					
	250	500	1000	2000	4000	8000
Число пальцев	6	6	10	10	10	10
Допустимое радиальное смещение валов, мм	0,3	0,3	0,4	0,4	—	—
Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	0,24	0,32	1,5	4,8	6,9	—
Тормозной момент $M_T$ , Н·м	160	160	420	1500	1500	—
Масса, кг, не более	13,5	18,5	43	92	115	—

Окончание табл. П15.3

Параметры	Номинальный вращающий момент $M_H$ , Н·м (допустимое угловое смещение валов $1^\circ$ )					
	250	500	1000	2000	4000	8000
$d$ (H7)	32–45	40–45	60–70	65–75	80–95	100–125
$d_1$ (H9)	32–38	40–45	50–70	65–90	80–95	95–125
$D$	140	170	220	250	320	400
$D_T$	200	200	300	400	400	500 600
$D_1$	100	120	170	190	242	300
$D_2$	180	180	275	370	370	465 560
$d_2$	70	80	120	140	175	220
$d_3$	14	18	18	24	30	38
$d_4$	28	36	36	46	58	72
$d_5$	M10	M12	M12	M16	M24	M30
$l$	80; 110	110	110; 140	140; 170	170	—
$l_1$	80	110	140	140	170	—
$l_2$	60	85	107	107	135	—
$S$	16	22	22	28	36	—
$B_T$	100	100	150	190	190	—
$b$	1–5	1–5	1–6	1–8	1–10	—

## 16. Тормоза колодочные типа ТКТ

Таблица П16.1

Колодочные тормоза типа ТКТ с электромагнитами переменного тока  
серии МО

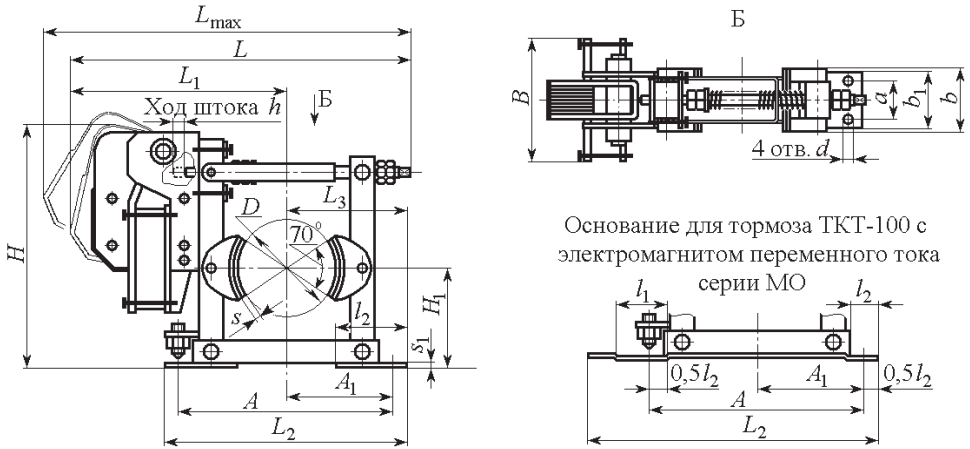
							
Тип тормоза	Диаметр шкива, $D$ , мм	Тип электромагнита	Рабочее напряжение, В	Максимальный тормозной момент, Н·м			Масса, кг, не более
				ПВ 25 %	ПВ 40 %	ПВ 100 %	
ТКТ-100	100	МО-100	110; 220	—	20	10	12
ТКТ-200/100	200	МО-100	110; 220	—	39	22	25
ТКТ-200	200	МО-200	110; 220	—	157	78	36
ТКТ-300/200	300	МО-200	110; 220	—	235	118	70

Таблица П16.2

Габаритные и присоединительные размеры тормозов типа ТКТ

Параметры	Тип тормоза				Параметры	Тип тормоза			
	ТКТ-100	ТКТ-200/100	ТКТ-200	ТКТ-300/200		ТКТ-100	ТКТ-200/100	ТКТ-200	ТКТ-300/200
$A$	220	350	350	500	$a$	40	60	60	80
$A_1$	110	175	175	250	$B$	130	130	177	177
$b$	70	90	90	140	$D$	100	200	200	300
$b_1$	65	90	90	120	$H$	244	397	407	552
$H_1$	105	170	170	240	$d$	13	18	18	22
$L_{MAX}$	395	584	671	850	$h$	3	3	4,2	4,2
$L$	339	528	570	749	$l_1$	45	80	80	90
$L_1$	207	270	342	409	$l_2$	30	80	80	90
$L_2$	300	394	394	550	$s$	6	8	8	8
$L_3$	125	197	197	275	$s_1$	4	7	7	9

## 17. Тормоза колодочные типа ТКГ

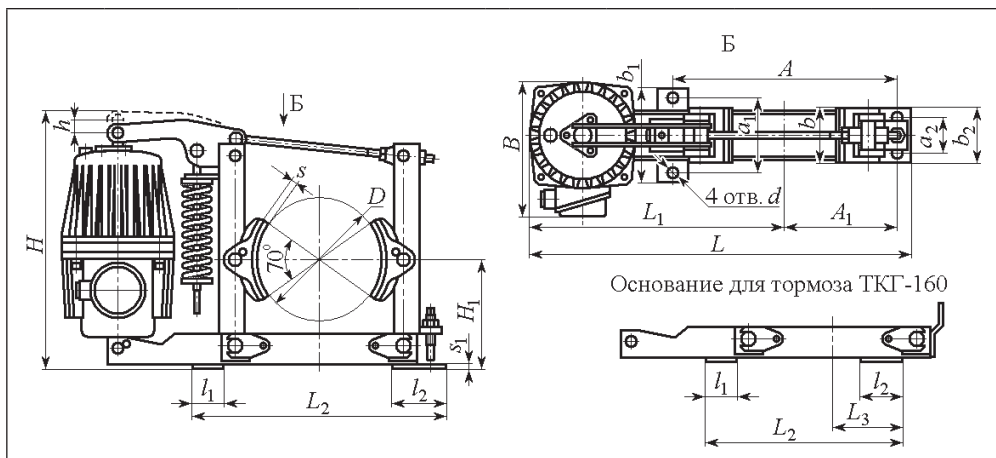
Таблица П17.1

**Колодочные тормоза типов ТКГ-160; 200; 300; 400 с электрогидротолкателем переменного тока частотой 50 Гц, напряжением 220 и 380 В**

Наименование параметра	ТКГ-160	ТКГ-200	ТКГ-300	ТКГ-400
Диаметр тормозного шкива, мм	160	200	300	400
Расчетный тормозной момент, Н·м	100	300	800	1500
Потребляемая мощность, В·А	160	160	200	240
Номинальное усилие на штоке толкателя, Н, не менее	300	300	500	800
Ход штока толкателя, мм, не менее	32 (50)	32 (50)	65	80
Время наложения колодок, с, не более	0,2	0,2	0,35	0,4
Масса тормоза, кг, не более	21,5	30	55	95
Тип толкателя	ТЭ-30	ТЭ-30	ТЭ-50-2М	ТЭ-80-2М

Таблица П17.2

**Габаритные и присоединительные размеры колодочных тормозов  
ТКГ-160; 200; 300**

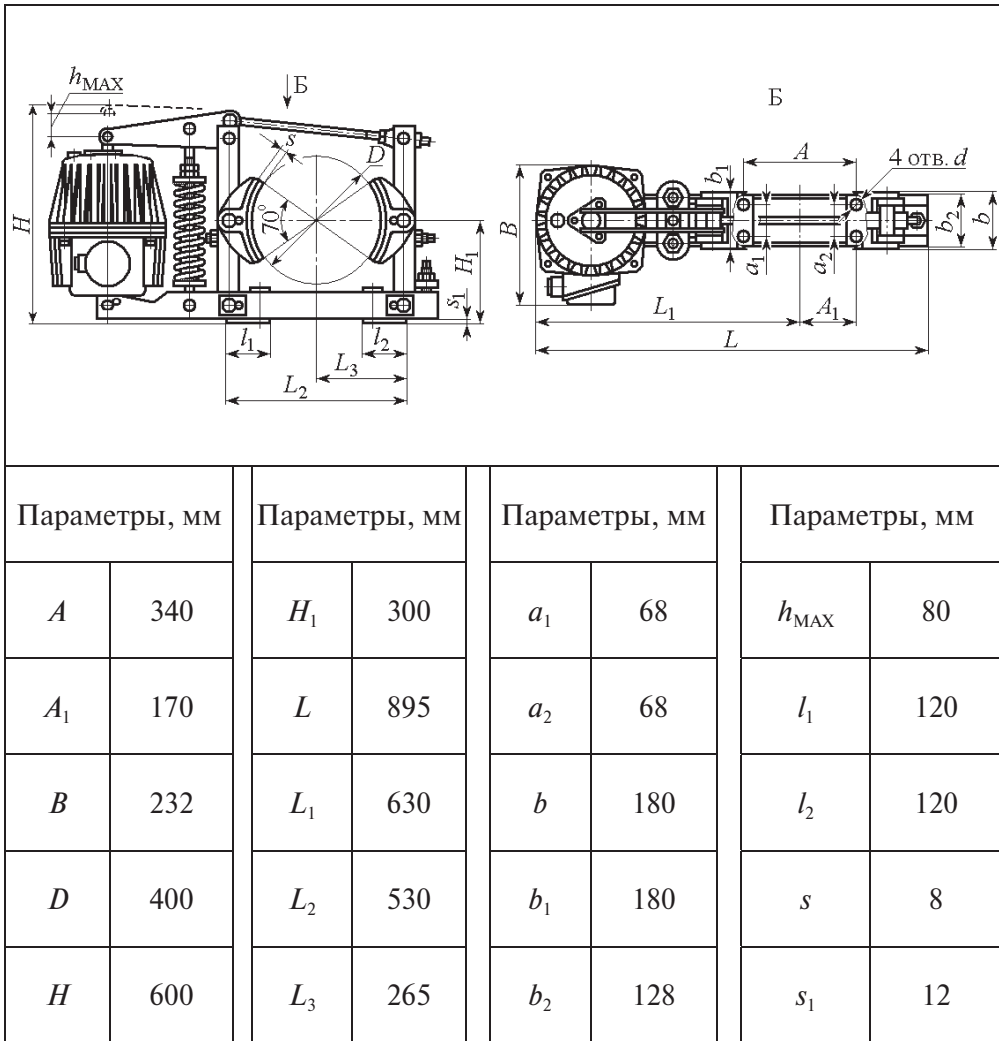


Параметры	Тип тормоза		
	ТКГ-160	ТКГ-200	ТКГ-300
$A$	200	350	500
$A_1$	72	175	250
$B$	202	202	212
$D$	160	200	300
$H$	415	425	550
$H_1$	144	170	240
$L$	495	603	772
$L_1$	355	419	502
$L_2$	263	415	560
$L_3$	140	213	270

Параметры	Тип тормоза		
	ТКГ-160	ТКГ-200	ТКГ-300
$a_1$	90	120	150
$a_2$	90	60	80
$b$	70	90	140
$b_1$	120	150	190
$b_2$	120	90	120
$d$	13	18	22
$h$	32	32	65
$l_1$	30	50	80
$l_2$	30	80	100
$s$	6	8	8
$s_1$	6	7	12

Таблица П17.3

## Габаритные и присоединительные размеры колодочного тормоза ТКГ-400



В обозначении тормоза указываются наименование и типоразмер тормоза, климатическое исполнение и категория размещения, номинальное напряжение, обозначение технических условий. В курсовом проекте обозначение технических условий не указывается.

Пример: тормоз колодочный ТКГ-400-У1, 380.

## 18. Тормоза колодочные типа ТКГ с демпфирующим узлом

Таблица П18.1

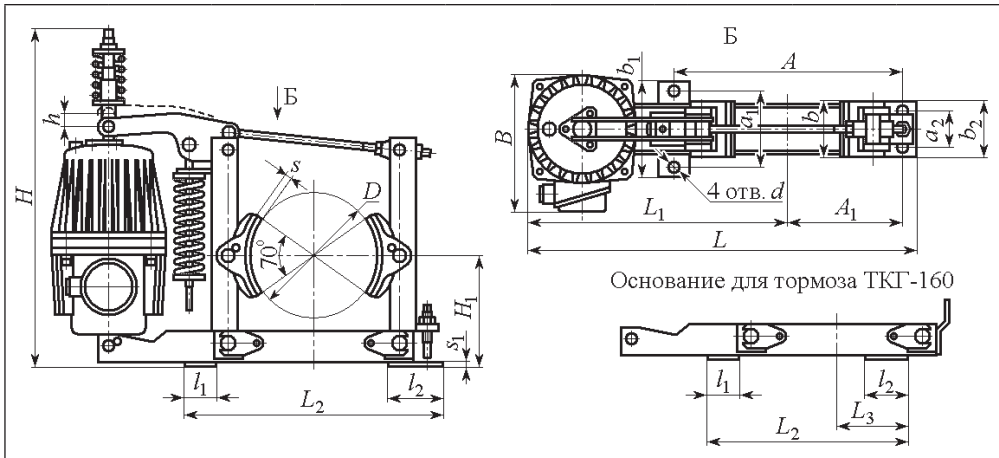
**Колодочные тормоза типов ТКГ-160-1; 200-1 с демпфирующим узлом и электрогидротолкателем ТЭ-30 РД переменного тока частотой 50 Гц, напряжением 220 и 380 В**

Наименование параметра	Тормоз колодочный	
	ТКГ-160-1	ТКГ-200-1
Диаметр тормозного шкива, мм	160	200
Расчетный тормозной момент, Н·м	100	300
Потребляемая мощность, В·А	160	160
Номинальное усилие на штоке толкателя, Н, не менее	300	300
Ход штока толкателя, мм, не менее	50	50
Время наложения колодок, с, не более	2	2
Масса тормоза, кг, не более	21,5	30
Диапазон регулирования полного времени опускания штока, с	2—8	2—8
Усилие демпфирующей пружины (регулируемое), Н	80—200	80—200
Максимальный ход регулирования демпфирующей пружины, мм	22,5	22,5



Таблица П18.2

Габаритные и присоединительные размеры колодочных тормозов ТКГ-160-1;  
200-1 с демпфирующим узлом и электрогидротолкателем

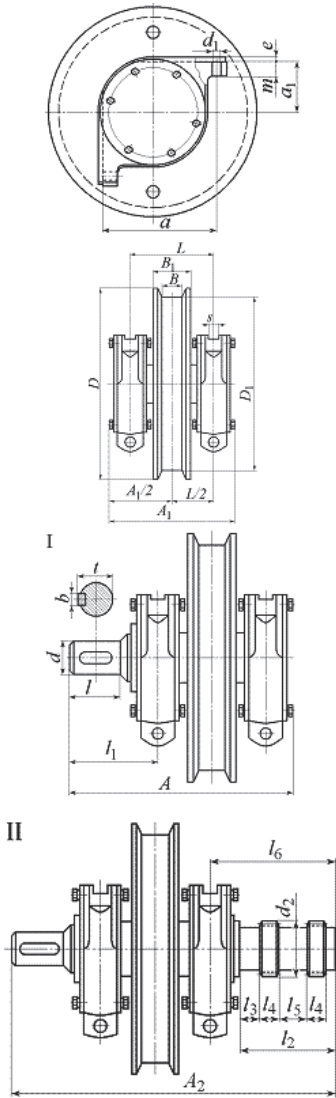


Параметры, мм	ТКГ-160-1	ТКГ-200-1	Параметры, мм	ТКГ-160-1	ТКГ-200-1	Параметры, мм	ТКГ-160-1	ТКГ-200-1
$A$	200	350	$L_1$	355	419	$b_2$	120	90
$A_1$	72	175	$L_2$	263	415	$d$	13	18
$B$	202	202	$L_3$	140	213	$h$	50	50
$D$	160	200	$a_1$	90	120	$l_1$	30	50
$H$	580	587	$a_2$	90	60	$l_2$	30	80
$H_1$	144	170	$b$	70	90	$s$	6	8
$L$	495	603	$b_1$	120	150	$s_1$	6	7

## 19. Колеса крановые

Таблица П19.1

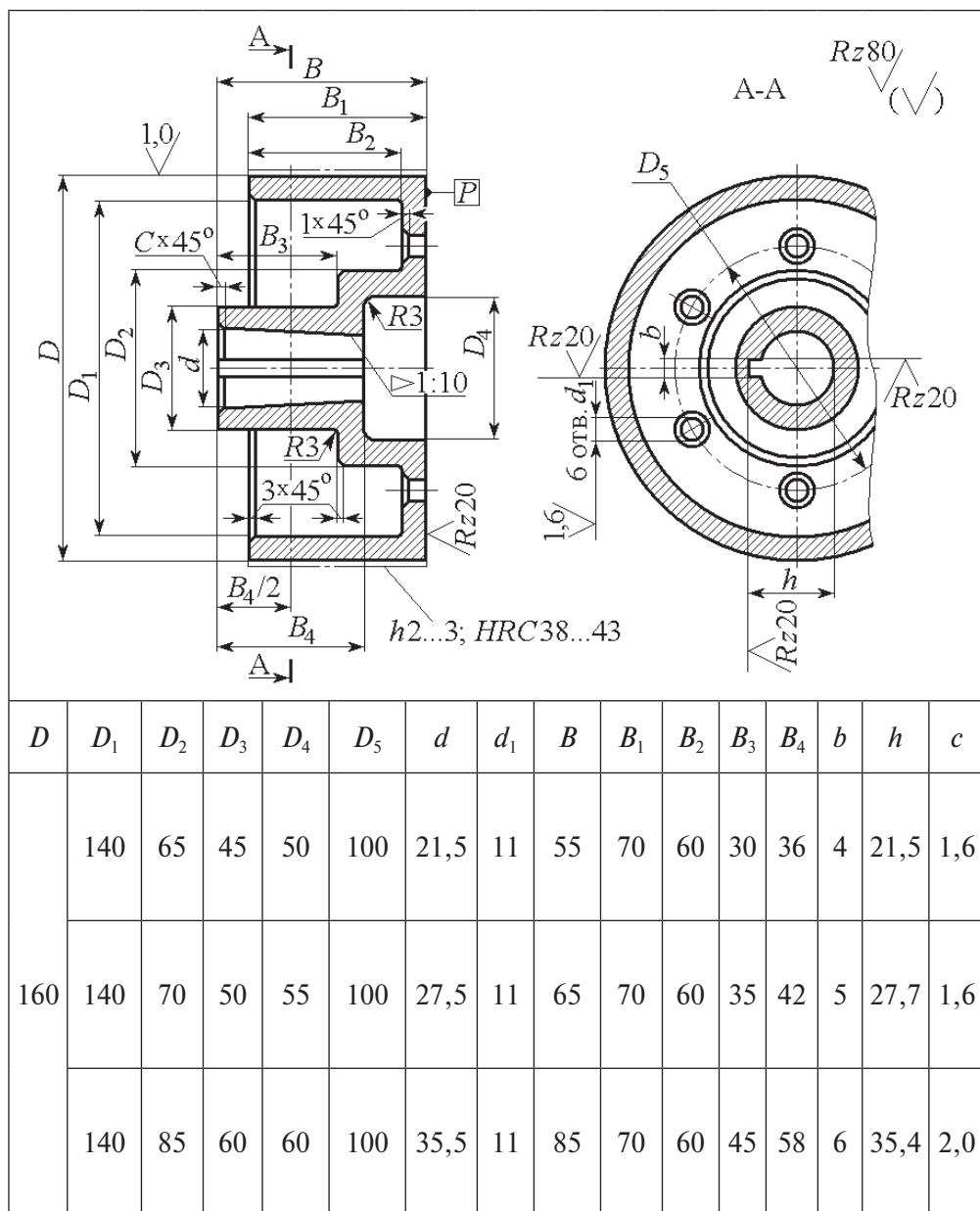
### Колеса крановые на угловых буксах

		Параметры, мм					
	$D$	200	250	320	400		500
	$D_1$	230	290	350	450		550
	$d$	40	45	55	80		100
	$d_1$	13	17	17	22		26
	$d_2$	$45 \times 2 \times 9 \text{ Н}$		$50 \times 2 \times 9 \text{ Н}$		$65 \times 2 \times 9 \text{ Н}$	
	$B$	50	70	80	80	100	100
	$B_1$	80	110	120	130	150	150
	$b$	12	14	16	22		28
	$A$	353	376	414	491		542
	$A_1$	226	271	292	340		405
	$A_2$	577	630	700	781		875
	$a$	150	175	200	270		330
	$a_1$	68	75	88	120		150
	$L$	150	185	200	230		265
	$l$	82	82	82	130		165
	$l_1$	167	152	172	210		220
	$l_2$	149	179	199	196		243
	$l_3$	25	25	37	44		43
	$l_4$	35	38	42	60		70
	$l_5$	54	78	78	32		60
	$l_6$	174	204	236	240		286
$m$	20	20	20	30		46	
$e$	4	5	5	5		6	
$s$	30	30	30	40		50	
$t$	43	48,5	59	90		106	
Масса приводного колеса I, кг		38,14	54,24	80,72	166	176	310,73
Масса приводного колеса II, кг		40,08	56,79	85,02	176	186	326,10

## 20. Шкивы тормозные

Таблица П20.1

Конструкция и размеры тормозных шкивов исполнения I (ОСТ 24.290.06—75)



Продолжение табл. П20.1

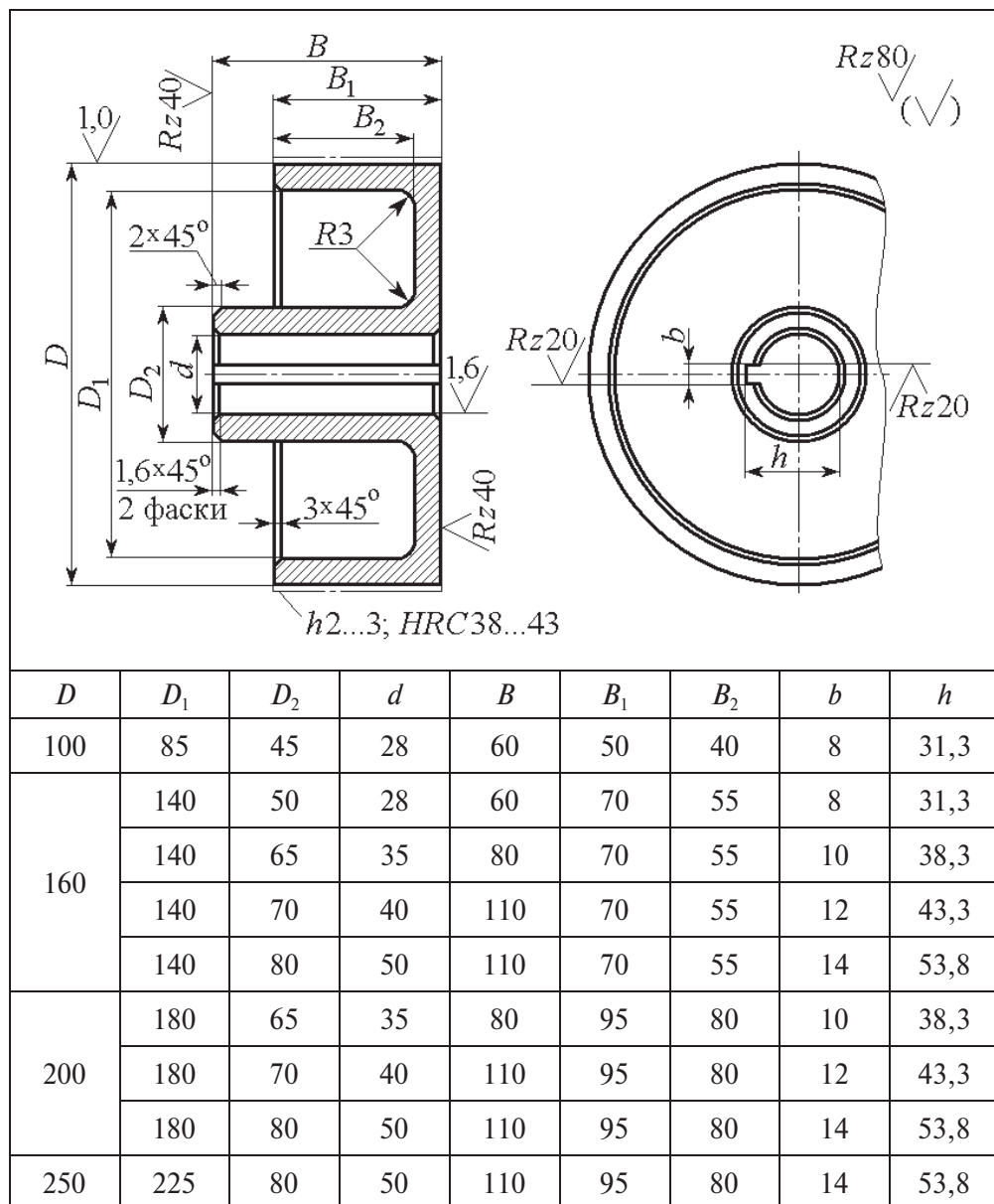
$D$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$	$D_5$	$d$	$d_1$	$B$	$B_1$	$B_2$	$B_3$	$B_4$	$b$	$h$	$c$
200	180	85	60	60	135	35,5	13	85	95	80	45	58	6	35,4	2,0
	180	85	60	60	155	35,5	13	85	95	80	45	58	6	35,4	2,0
	180	100	75	85	135	49,5	13	115	95	80	70	82	12	48,7	2,0
	180	100	75	85	155	49,5	13	115	95	80	70	82	12	48,7	2,0
250	225	85	60	60	135	35,5	13	85	95	80	45	58	6	35,4	2,0
	225	85	60	60	155	35,5	13	85	95	80	45	58	6	35,4	2,0
	225	85	60	60	185	35,5	17	85	95	80	45	58	6	35,4	2,0
	225	105	75	85	135	49,5	13	115	95	80	70	82	12	48,7	2,0
	225	105	75	85	155	49,5	13	115	95	80	70	82	12	48,7	2,0
	225	105	75	85	185	49,5	17	115	95	80	70	82	12	48,7	2,0
300	275	110	80	85	155	49,5	13	115	145	138	70	82	12	48,7	2,0
	275	110	80	85	185	49,5	17	115	145	138	70	82	12	48,7	2,0
	275	110	80	85	215	49,5	17	115	145	138	70	82	12	48,7	2,0
	275	125	90	100	155	59,5	13	145	145	138	95	105	16	58,55	2,0
	275	125	90	100	185	59,5	17	145	145	138	95	105	16	58,55	2,0
	275	125	90	100	215	59,5	17	145	145	138	95	105	16	58,55	2,0

Окончание табл. П20.1

<i>D</i>	<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>D</i> <sub>2</sub>	<i>D</i> <sub>3</sub>	<i>D</i> <sub>4</sub>	<i>D</i> <sub>5</sub>	<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>B</i>	<i>B</i> <sub>1</sub>	<i>B</i> <sub>2</sub>	<i>B</i> <sub>3</sub>	<i>B</i> <sub>4</sub>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>c</i>
320	295	110	80	85	155	49,5	13	115	145	138	70	82	12	48,7	2,0
	295	110	80	85	185	49,5	17	115	145	138	70	82	12	48,7	2,0
	295	110	80	85	215	49,5	17	115	145	138	70	82	12	48,7	2,0
	295	125	90	100	155	59,5	13	145	145	138	95	105	16	58,55	2,0
	295	125	90	100	185	59,5	17	145	145	138	95	105	16	58,55	2,0
	295	125	90	100	215	59,5	17	145	145	138	95	105	16	58,55	2,0
	295	130	100	100	185	59,5	17	145	185	138	95	105	16	68,55	2,0
	295	130	100	100	215	59,5	17	145	185	138	95	105	16	68,55	2,0
	295	130	100	100	245	59,5	21	145	185	138	95	105	16	68,55	2,0
400	370	130	105	100	215	64,5	17	145	185	165	95	105	16	68,55	3,0
	370	130	105	100	245	64,5	21	145	185	165	95	105	16	68,55	3,0
	370	130	105	100	275	64,5	21	145	185	165	95	105	16	68,55	3,0
	370	140	110	110	215	69,5	17	145	185	165	95	105	16	68,55	3,0
	370	140	110	110	245	69,5	21	145	185	165	95	105	16	68,55	3,0
	370	140	110	110	275	69,5	21	145	185	165	95	105	16	68,55	3,0
	370	155	120	125	245	79,5	21	175	185	165	115	130	20	77,9	3,0
	370	155	120	125	275	79,5	21	175	185	165	115	130	20	77,9	3,0
	370	155	120	125	305	79,5	21	175	185	165	115	130	20	77,9	3,0

Таблица П20.2

**Конструкция и размеры тормозных шкивов исполнения II  
(ОСТ 24.290.06–75)**



*Примечание.* Момент инерции массы шкива приблизительно может быть определен как  $I_{ш} = 0,15D^2m_{ш}$ , где  $m_{ш}$  — масса шкива, кг.

## 21. Коэффициенты полезного действия

Таблица П21.1

### Коэффициенты полезного действия основных звеньев крановых механизмов

Элементы	КПД при трении	
	скольжения	качения
Открытые зубчатые передачи: цилиндрические конические	0,93–0,95 0,92–0,94	0,95–0,96 0,93–0,95
Закрытые цилиндрические зубчатые передачи (редукторы одноступенчатые)	0,95–0,97	0,97–0,98
Открытые червячные передачи с червяком: однозаходным двухзаходным	0,5–0,75 0,75–0,80	
Блоки канатные	0,94–0,96	0,96–0,98
Зубчатые муфты	0,99	
Механизмы подъема груза: редукторы с цилиндрическими зубчатыми колесами редукторы с червячной передачей	0,75–0,80 0,65–0,70	0,80–0,90 0,65–0,70
Механизмы передвижения кранов и тележек: редукторы с цилиндрическими зубчатыми колесами редукторы с червячной передачей	0,75–0,85 0,65–0,70	0,80–0,90 0,65–0,70
Механизмы поворота: с открытой передачей зубчатыми колесами с червячной и зубчатыми передача- ми закрытого типа	0,70–0,80 0,50–0,70	0,75–0,85 0,50–0,70
Барбаны для наматывания канатов	0,94–0,96	0,96–0,98

# Оглавление

---

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТОВ.....	8
1.1. Расчетные нагрузки.....	9
1.2. Сочетания нагрузок при расчетах или выборе элементов механизмов.....	14
1.4. Методика выполнения расчетов.....	17
1.4. Режимы работы механизмов.....	18
2. ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ И ПРОЕКТНЫЕ (ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ) РАСЧЕТЫ.....	23
2.1. Механизм подъема .....	23
2.1.1. Выбор крюковой подвески и расчет ее элементов .....	26
2.1.2. Выбор каната.....	29
2.1.3. Выбор барабан и блоки.....	40
2.1.4. Выбор двигателя .....	52
2.1.5. Выбор передачи .....	54
2.1.6. Выбор муфт .....	56
2.1.7. Выбор тормоза .....	60
2.2. Механизм передвижения тележки (крана).....	61
2.2.1. Выбор колес .....	63
2.2.2. Определение сопротивлений передвижению тележек....	65
2.2.3. Расчет и выбор электродвигателя механизма передвижения тележки .....	67
2.2.4. Выбор передачи .....	69
2.2.5. Выбор тормоза .....	69
2.2.6. Буферные устройства.....	70
2.2.7. Приборы и устройства безопасности.....	76
2.2.8. Ограждения.....	84



3. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ .....	86
3.1. Проверка надежности пуска двигателя механизма подъема ...	86
3.2. Проверка электродвигателя механизма передвижения тележки на время разгона .....	87
3.3. Проверка механизма передвижения тележки на отсутствие буксования .....	88
3.4. Проверка ходовых колес по контактным напряжениям обода и рельса .....	89
4. КОМПОНОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ НА ТЕЛЕЖКЕ .....	93
5. КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ .....	101
5.1. Спецификации .....	101
5.2. Сборочные чертежи и принципы их построения .....	103
5.3. Нанесение размеров .....	105
5.4. Сборочный чертеж тележки .....	106
5.5. Сборочный чертеж лебедки подъемной .....	106
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	110
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	111
1. Подвески крюковые .....	111
2. Канаты .....	115
3. Крановые электродвигатели серии МТФ .....	117
4. Крановые электродвигатели серии МТН .....	119
5. Крановые электродвигатели повышенной надежности серии ПНД .....	122
6. Трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором с питанием от преобразователей частоты для приводов кранов .....	124
7. Редукторы горизонтальные двухступенчатые типа Ц2 .....	130
8. Редукторы цилиндрические двухступенчатые типа Ц2У .....	137
9. Редукторы цилиндрические двухступенчатые типа Ц2У-Н ..	141
10. Редукторы цилиндрические трехступенчатые типа Ц3У .....	150
11. Редукторы цилиндрические трехступенчатые вертикальные крановые типа 1Ц3Увк .....	153
12. Редукторы трехступенчатые вертикальные крановые типа ВК ....	156
13. Редукторы вертикальные крановые усиленные типа ВКУ ..	158
14. Муфты зубчатые .....	161
15. Муфты упругие втулочно-пальцевые .....	164
16. Тормоза колодочные типа ТКТ .....	169
17. Тормоза колодочные типа ТКГ .....	171
18. Тормоза колодочные типа ТКГ с демпфирующим узлом ....	174
19. Колеса крановые .....	176
20. Шкивы тормозные .....	177
21. Коэффициенты полезного действия .....	181

*Учебное издание*

**Жегульский Владимир Павлович,  
Лукашук Ольга Анатольевна**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ, КОНСТРУИРОВАНИЕ  
И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ МОСТОВЫХ КРАНОВ**

Редактор *И В. Меркурьева*  
Компьютерный набор *В. П. Жегульского*  
Верстка *Е. В. Ровнушкиной*

Подписано в печать 19.10.2016. Формат 70×100 1/16.  
Бумага писчая. Цифровая печать. Усл. печ. л. 14,8.  
Уч.-изд. л. 8,1. Тираж 200 экз. Заказ 338.

Издательство Уральского университета  
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ  
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5  
Тел.: 8 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41  
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ  
620075, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4  
Тел.: 8 (343) 350-56-64, 350-90-13  
Факс: 8 (343) 358-93-06  
E-mail: press-urfu@mail.ru



